

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

На правах рукописи

ПЛОТНИКОВ ЛЕОНИД ВАЛЕРЬЕВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ГАЗООБМЕНА В ПОРШНЕВЫХ ДВС
ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГАЗОДИНАМИКИ
И ТЕПЛООБМЕНА ПОТОКОВ ВО ВПУСКНЫХ
И ВЫПУСКНЫХ КАНАЛАХ**

Специальности: 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника;
05.04.02 – Тепловые двигатели

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:

*доктор физико-математических наук,
профессор Жилкин Б. П.*

Екатеринбург – 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ....	14
1.1. Традиционные методики исследований процессов в газозоообменных трактах поршневых ДВС.....	15
1.2. Газодинамические и теплообменные характеристики процессов газообмена поршневых ДВС	31
1.3. Выводы и постановка задач исследования	52
2. ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПРИРОДА ПРОЦЕССОВ ВО ВПУСКНЫХ И ВЫПУСКНЫХ КАНАЛАХ.....	59
2.1. Характерные времена переходных процессов при нестационарном течении газов в круглых каналах	62
2.2. Учет нестационарности процессов во впускных и выпускных каналах поршневых двигателей.....	84
2.3. Потенциал совершенствования качества газообмена в поршневых ДВС..	89
2.4. Выводы	91
3. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ И РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ..	93
3.1. Методика, экспериментальные установки и система сбора данных для исследования процессов газообмена в поршневых ДВС	93
3.2. Газодинамические и расходные характеристики процессов газообмена в двигателях без наддува.....	121
3.3. Газодинамические и расходные характеристики процессов газообмена в двигателях с наддувом	147
3.4. Верификация лабораторных данных о процессах газообмена на действующем двигателе	174
3.5. Направления совершенствования процессов газообмена в поршневых ДВС.....	181
3.6. Выводы	221

4. ЛОКАЛЬНАЯ ТЕПЛООТДАЧА В ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТРАКТАХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	225
4.1. Экспериментальные установки и измерительная система для определения локального коэффициента теплоотдачи	225
4.2. Мгновенный локальный коэффициент теплоотдачи в газозвдушных трактах поршневых двигателей без наддува	232
4.3. Мгновенный локальный коэффициент теплоотдачи в газозвдушных трактах поршневых двигателей с наддувом	261
4.4. Совершенствование теплообменных характеристик процессов газообмена поршневых двигателей внутреннего сгорания	278
4.5. Выводы	300
5. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНО- ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ	302
5.1. Конструктивные исполнения газозвдушных трактов поршневых двигателей внутреннего сгорания	302
5.2. Математическое моделирование рабочего процесса двигателя 8ЧН 21/21 с учетом газодинамической нестационарности	321
5.3. Энерго- и ресурсосбережение на основе совершенствования процессов газообмена в поршневых двигателях	337
5.4. Выводы	343
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	346
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ	348
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	350
ПРИЛОЖЕНИЯ	378
Приложение 1. Оценка погрешности измерений	379
Приложение 2. Физико-математическое моделирование рабочего процесса автомобильного двигателя 2Ч 8,2/7,1	383
Приложение 3. Общая теория термической анемометрии	402
Приложение 4. Расчет рабочего процесса автомобильного двигателя 2Ч 8,2/71 с модернизированными впускными и выпускными трубопроводами	414

Приложение 5. Справка о внедрении ПАО «Уралмашзавод»	430
Приложение 6. Справка о внедрении ОАО «Машиностроительный завод имени М.И.Калинина»	431
Приложение 7. Справка о внедрении ООО «Уральский дизель-моторный завод»	432
Приложение 8. Справка о внедрении Промышленная группа «Генерация»	433

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что около 80 % всей мировой энергии производится поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС). В зависимости от региона суммарная мощность поршневых ДВС превышает совокупную мощность тепловых электрических станций в 5,5-10 раз. Поэтому совершенствование рабочих процессов, отработка систем и элементов конструкций ДВС с целью повышения их технико-экономических показателей является одной из актуальных задач мировой энергетики.

Исследованию тепломеханических характеристик течения газов во впускном и выпускном трубопроводах уделяется недостаточное внимание. Это объясняется тем, что совершенствование процессов в камере сгорания, безусловно, является более результативным с точки зрения повышения технико-экономических показателей двигателей. Однако на данный момент двигателестроение достигло такого уровня развития, что улучшение любого показателя поршневого ДВС даже на несколько десятых процента является серьезным достижением для специалистов. Поэтому повышение качества процессов газообмена (увеличение коэффициента наполнения и снижение коэффициента остаточных газов), а также изучение газодинамики и теплообмена в газовоздушных трактах ДВС представляется другим перспективным научно-техническим направлением в развитии двигателестроения.

Известно, что процессы в газовоздушных трактах современных двигателей являются высокочастотными и нестационарными. Периоды газообмена составляют сотые и даже тысячные доли секунды. Характеристики потоков газа в трубопроводах двигателей изменяются с частотой до 100 Гц и более. Поэтому на сегодняшний день изучение тепломеханических характеристик течения газов в газовоздушных трактах в стационарных условиях и/или с помощью квазистационарных подходов численным моделированием является не перспективным. Вместе с тем, литературные данные об оценке и учете влияния газодинамической нестационарности на тепломеханические характеристики газовых потоков весьма ограничены и противоречивы, а устоявшиеся методологические подходы и существующая приборно-измерительная база не в полной мере способствуют развитию исследований процессов в нестационарных условиях. Таким образом, решение рассматриваемых проблем является актуальной задачей развития науки и техники.

Степень разработанности. изучения структуры нестационарных (пульсирующих) течений, теоретическими и экспериментальными подходами к описанию газодинамических и тепловых процессов в нестационарных течениях, а также экспериментальными и физико-математическими исследованиями в турбулентных нестационарных потоках активно занимались следующие специалисты: В. М. Краев, Н. И. Михеев, В. М. Молочников, И. А. Давлетшин (исследований потоков в условиях газодинамической нестационарности), А. В. Фафурин, В. В. Кузьмин, М. М. Григорьев (классификации турбулентных пульсирующих течений), С. А. Ис-аев, Е. П. Валуева (комплексное исследование турбулентных течений методами численного моделирования), В. И. Терехов, Д. М. Маркович, С. З. Сапожников, И. А. Попов, С. И. Шторк, И. О. Хинце, И. Л. Повх, П. Брэдшоу, П. Фреймут (экспериментальные методы измерений нестационарных течений). Авторами показано, что квазистационарные методы исследования имеют ограниченную область применения; экспериментальное изучение нестационарных турбулентных течений имеет специфические особенности и предъявляет высокие требования к средствам измерений; существуют сложности применения численных методов к нестационарным пульсирующим течениям, которые заключаются в проблеме создания базовой математической модели турбулентного потока, а также в использовании динамических расчетных сеток.

Развитием теории рабочих процессов поршневых двигателей и, в частности, изучением газодинамики и теплообмена в газоздушных системах активно занимались многие отечественные и зарубежные специалисты. Существенный вклад в создании и развитии этого направления внесен работами А. С. Орлина (методы расчета процессов газообмена), М. Г. Круглова, Ю. А. Гришина, Л. В. Грехова, В. Г. Дьяченко (нестационарные газодинамические процессы), С. Г. Роганова, Г. Н. Мизернюка (газовый анализ), Н. А. Иващенко (конструирование и расчет поршневых ДВС), Р. З. Кавтарадзе (теплообмен), М. М. Вихерта, Ю. Г. Грудского, Б. Х. Драганова, В. С. Обухова (оптимизация впускных и выпускных систем), А. А. Балашова, А. Е. Свистулы (модернизация газоздушных систем), Б. А. Шароглазов (моделирование рабочих процессов поршневых ДВС), В. С. Кукиса (модернизация конструкции поршневых двигателей и силовых установок) и др.

Целью работы является уточнение физического механизма высокочастотных, пульсирующих течений и установление закономерностей изменения газодинамических и тепловых характеристик потоков во впускных и выпускных каналах от геометрических и режимных факторов в условиях газодинамической нестационарности для повышения качества газообмена в поршневых ДВС и на этой основе разработка проектно-внедренческих решений, способствующих повышению технических показателей двигателей.

Задачи исследования:

1. Установить степень газодинамической нестационарности газовых потоков во впускных и выпускных трубопроводах поршневых ДВС и на этой основе провести анализ ее влияния на локальную теплоотдачу;
2. Разработать методики исследования тепломеханических процессов во впускных и выпускных трубопроводах поршневых двигателей с учетом газодинамической нестационарности;
3. Выявить физические особенности газодинамических условий теплоотдачи высокочастотного, пульсирующего потока в газовоздушных трактах двигателей;
4. Установить влияние конфигурации газовоздушных трактов и наличия дополнительных элементов в системах впуска и выпуска (компрессора и турбины, фильтра, глушителя) на газодинамические и тепломеханические характеристики газовых потоков в поршневых ДВС;
5. Выявить особенности тепломеханических характеристик газовых потоков во впускном и выпускном трубопроводах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него, а также установить зависимости изменения мгновенных значений скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи потоков в газовоздушных трактах ДВС при разных режимах работы поршневого двигателя и турбокомпрессора;
6. Получить и обобщить экспериментальные данные по мгновенному локальному коэффициенту теплоотдачи в газовоздушных трактах поршневого ДВС с турбонаддувом и без него;
7. На основе полученных данных, выполнить в специализированных программных комплексах математическое моделирование рабочих процессов полноразмерных поршневых двигателей с учетом газодинамической нестационарности

процессов во впускных и выпускных трубопроводах с целью оценки влияния совершенствования газообмена на технико-экономические показатели ДВС;

8. Разработать проектно-внедренческие решения для предлагаемых способов повышения качества газообмена в двигателях: увеличения расхода воздуха через впускную систему (повышения коэффициента наполнения) и улучшения очистки цилиндров от отработавших газов (снижения коэффициента остаточных газов).

Научная новизна основных положений диссертационной работы:

а) по специальности 01.04.14 – «Теплофизика и теоретическая теплотехника»:

- предложена методология исследования тепломеханических характеристик потоков в газозоодушных трактах поршневых двигателей в условиях газодинамической нестационарности (ускорения и замедления газовых потоков);

- разработана сравнительная методика для оценки степени нестационарности переходных процессов газовых потоков в трубопроводах на основе характерных времен (время восстановления и время релаксации);

- показаны особенности закономерностей изменения локального коэффициента теплоотдачи при нестационарном течении газов во впускных и выпускных трубопроводах поршневых двигателей внутреннего сгорания; установлено, что снижение интенсивности локальной теплоотдачи пульсирующего газового потока во впускных и выпускных трубопроводах находится в диапазоне 1,2-2,5 по сравнению со стационарным течением; предложен способ учета влияния газодинамической нестационарности течений в трубопроводах на локальную теплоотдачу;

- установлены основные закономерности изменения мгновенных значений местных скорости и давления, а также локального коэффициента теплоотдачи в газозоодушных трактах поршневого ДВС с турбонаддувом и без него при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора; показано, что процессы газообмена в двигателях с наддувом имеют существенно другую тепломеханическую природу и, соответственно, для их улучшения необходимо разрабатывать специальные меры совершенствования процессов при впуске и выпуске;

- получены эмпирические уравнения для расчета мгновенного локального коэффициента теплоотдачи α_x во впускном и выпускном трубопроводах разной конфигурации для поршневых ДВС с турбонаддувом и без.

б) по специальности 05.04.02 – «Тепловые двигатели»:

– предложены проектно-внедренческие решения по увеличению расхода рабочего тела через цилиндры поршневых ДВС (максимальное увеличение коэффициента наполнения на 22 %) и по улучшению очистки цилиндра от отработавших газов (максимальное снижение коэффициента остаточных газов на 24 %) путем поперечного и продольного профилирования впускного и выпускного трубопроводов поршневых ДВС без наддува (что приводит к повышению мощности двигателя до 14 % при фактически неизменном удельном расходе топлива);

– разработан способ уменьшения амплитуд пульсаций давления и скорости газового потока (максимум до 2,5 раз) во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом, а также способ снижения локального коэффициента теплоотдачи в нем (в среднем на 20 %), что позволит улучшить равномерность работы цилиндров многоцилиндрового двигателя, снизить уровень аэродинамического шума и повысить надежность двигателя в целом;

– выполнено физико-математическое моделирование рабочих процессов полноразмерных двигателей с учетом конфигурации газовоздушных трактов и газодинамической нестационарности при впуске и выпуске с помощью программных комплексов Дизель-РК (МГТУ имени Н. Э. Баумана) и ACTUS (ABB Turbo Systems); на основе модельно-ориентированного проектирования проведен системный анализ влияния газодинамического совершенствования впускных и выпускных трубопроводов на технические показатели поршневых ДВС.

Теоретическая и практическая значимость диссертационной работы заключается в следующем:

1) в области двигателестроения разработаны оригинальные проектно-внедренческие решения для впускных и выпускных систем двигателей (защищенные патентами РФ), повышающие технико-экономические показатели двигателей (за счет улучшения заполнения цилиндра воздухом и очистки цилиндра от отработавших газов);

2) в области приборной техники для теплофизического эксперимента – разработана и реализована электронная схема термоанемометра постоянной температуры, которая защищена патентом РФ;

3) в области инженерной теплофизики разработан метод учета тепломеханической нестационарности при расчете локального коэффициента теплоотдачи в цилиндрических каналах;

4) в сегменте проектных расчетов получены и обобщены данные по интенсивности мгновенной локальной теплоотдачи в газовоздушных трактах поршневых ДВС необходимые для:

- расчета величины подогрева воздуха и охлаждения отработавших газов при впуске и выпуске;
- определения динамики распределения температурных напряжений в деталях и узлах трактов и, соответственно, нахождения температурных напряжений в них.

Комплекс созданных экспериментальных методик и результатов физико-математического моделирования, совокупность опытных и аналитических данных, расчетных формул и гистограмм расширяет базу знаний о теплофизических процессах при течении газовых потоков в условиях нестационарности, создает основу для разработки инженерных методов расчета впускных и выпускных систем двигателей, а также дополняет и уточняет теоретические и прикладные представления о газодинамике и локальной теплоотдаче потока газов при впуске и выпуске, что необходимо для модернизации существующих и разработки новых конструкций перспективных поршневых ДВС.

Методология и методы диссертационного исследования. В диссертации экспериментально исследовалась газодинамика и теплообмен потоков газа в газовоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания с турбонаддувом и без него на основе подходов, принятых к изучению нестационарных течений. Пульсирующий газовый поток создавался с помощью моделирующих устройств и клапанных механизмов натурных поршневых ДВС. Натурные экспериментальные стенды представляли собой одноцилиндровые модели двигателя внутреннего сгорания размерности 8,2/7,1. Верификация опытных данных, полученных на моделях, осуществлялась на действующем поршневом двигателе 2ЧН 8,2/7,1. Для исследования тепломеханических характеристик газовых потоков во впускных и выпускных системах поршневых ДВС за основу был выбран метод термоанемометрирования. Для его реализации разработана оригинальная схема термоанемометра

постоянной температуры (патент РФ № 81338), которая учитывала особенности пульсирующих течений, характерные для газоздушных систем поршневых ДВС.

Оценка эффективности разработанных методов газодинамического совершенствования газоздушных трактов на совершенство рабочего процесса полноразмерных поршневых ДВС с турбонаддувом и без него производилась с помощью математического моделирования в специализированных программных комплексах Дизель-РК (МГТУ им. Н.Э. Баумана) и ACTUS (ABB Turbo Systems), а также с помощью аналитических методов, разработанных профессором Б. А. Шароглазовым.

Основные положения, выносимые на защиту:

- методики (и их аппаратное оформление) определения мгновенных значений местных скорости, давления и расхода нестационарного газового потока в трубопроводах различной конфигурации, а также интенсивности мгновенной локальной теплоотдачи в них;
- методику определения степени газодинамической нестационарности газовых потоков в цилиндрических каналах на основе сопоставления характерных времен (времени восстановления и времени релаксации) с продолжительностью переходного процесса;
- экспериментальные данные и их обобщение по газодинамике и локальной теплоотдаче в газоздушных трактах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него в виде гистограмм и эмпирических уравнений;
- комплекс конструкторских рекомендаций по улучшению тепломеханических характеристик газовых потоков в газоздушных трактах ДВС за счет увеличения расхода воздуха через впускную систему и улучшения очистки цилиндра от отработавших газов поршневого двигателя с целью повышения технико-экономических показателей поршневых двигателей с турбонаддувом и без;
- результаты математического моделирования рабочих циклов полноразмерных двигателей с учетом конфигурации газоздушных трактов и газодинамической нестационарности процессов при впуске и выпуске;
- результаты апробации и внедрения результатов проведенных научных исследований на промышленных предприятиях.

Достоверность результатов основывается на использовании апробированного прикладного программного обеспечения для выполнения комплексных расчетных исследований и обработки экспериментальных данных, а также надежности экспериментальных данных, что обуславливается сочетанием независимых методик исследования и воспроизводимостью результатов измерений, применением комплекса современных методов исследования, выбором измерительной аппаратуры с соответствующим метрологическим обеспечением, ее систематической проверкой и тарировкой, а также хорошим согласованием опытных данных на уровне пилотных экспериментов с результатами других авторов.

Апробация работы. Результаты, вошедшие в диссертацию, докладывались и обсуждались на следующих научных мероприятиях: научно-технической конференции «Повышение эффективности колесных и гусеничных машин многоцелевого назначения» (Челябинск, ЧВВАКИУ, 2008, 2010); международной научно-технической конференции «Многоцелевые гусеничные и колесные машины: актуальные проблемы теории, практики и подготовки кадров» (Челябинск, ЮУрГУ, 2011); научно-техническом семинаре кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» (Челябинск, ЮУрГУ, 2012); I и II Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг» (Челябинск, ЮУрГУ, 2016, 2017); на научно-технических советах при ООО «Уральский дизель-моторный завод» (Екатеринбург, 2009, 2012-15); научных семинарах кафедр «Турбины и двигатели» и «Теплоэнергетика и теплотехника» (Екатеринбург, УрФУ, 2006-15); всероссийской научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» (Екатеринбург, УрФУ, 2009 и 2011); X, XI Всероссийских научно-технических конференциях «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса» (Екатеринбург, УГЛТУ, 2012, 2013); международной конференции «Двигатель-2010» (Москва, МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2010); шестой российской национальной конференции по теплообмену (Москва, МЭИ, 2014); заседании кафедры «Поршневые двигатели» (Москва, МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016); научно-технической конференции «Развитие двигателестроения в России» (Санкт-Петербург, 2009); межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития поршневых ДВС» (Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2010); 2-6-й Всероссийских межотраслевых научно-технических конференциях

«Актуальные проблемы морской энергетики» (Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2013-2017); научно-техническом семинаре кафедры «Теоретические основы теплотехники» (Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2015); VIII mezinárodní vědecko - praktická conference «Aktuální vymoženosti vědy» (Praha, 2012); 8-а международна научна практична конференция «Новини на научния прогрес» (Болгария, София, 2012); IX mezinárodní vědecko - praktická konference «Aplikované vědecké novinky» (Praha, 2013); «Национальный конгресс по энергетике 2014» (Казань, КГЭУ, 2014); I Международной конференции «Электротехника. Энергетика. Машиностроение» (Новосибирск, НГТУ, 2014); VII Международная конференция молодых ученых «Электротехника. Электротехнология. Энергетика» (Новосибирск, НГТУ, 2015); научно-техническом семинаре Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН (Новосибирск, 2015); XIV Всероссийской школе-конференции молодых ученых «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики» (Новосибирск, ИТ им. С.С. Кутателадзе СО РАН, 2016); XIX, XX и XXI Школах-семинарах молодых ученых и специалистов под руководством академика А. И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Орехово-Зуево, Звенигород, Московская область, 2013, 2015, 2017); 12th International CDIO Conference (Turku, Finland, 2016); научно-техническом семинаре ABB Turbo Systems (Baden, Switzerland, 2015).

Основные результаты диссертации опубликованы в 72 научных и учебных изданиях (из них 24 относятся к изданиям, рекомендуемым ВАК для опубликования результатов при защите докторских диссертаций), в том числе в 1 монографии, 2 статьях в журналах, индексируемых базами данных Scopus и WoS, 6 патентах РФ, а также в 4 учебных пособиях.

Диссертация была выполнена на кафедрах «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института УрФУ.

Автор выражает благодарность своему научному консультанту профессору Жилкину Борису Прокопьевичу и заведующему кафедрой «Турбины и двигатели» Бродову Юрию Мироновичу за ценные советы, доброжелательное отношение, конструктивные дискуссии, всестороннюю поддержку и плодотворную совместную работу.

1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Известно, что более 80 % всей мировой энергии вырабатывается поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС). В зависимости от территории (страны) их суммарная мощность превышает суммарную мощность тепловых электрических станций в 5,5-10 раз. В частности, суммарная мощность автомобильных ДВС в России превышает суммарную мощность электростанций РФ в 8,3 раза. Соответственно, совершенствование рабочих процессов и доводка конструкций систем поршневых ДВС с целью повышения их технико-экономических показателей является одной из актуальных задач в мировой энергетике.

В области двигателестроения существует довольно большое количество литературы [1-8], в которой рассматриваются разные конструктивные и технологические исполнения впускных и выпускных систем (газовоздушных трактов) поршневых двигателей или отдельные узлы и детали этих систем (например, трубопроводы, коллектора, каналы в головке цилиндра и т.д.). Однако в ней практически отсутствует обоснование предлагаемых конструкций на основе анализа газодинамики и теплообмена процессов во впускных и выпускных трактах с учетом газодинамической нестационарности, присущей процессам газообмена в поршневых ДВС. И только в некоторых работах [9; 10] приводятся статистические и/или экспериментальные данные по результатам эксплуатации, исследований и испытаний, которые подтверждают рациональность того или иного конструктивного решения. На основании этого, можно констатировать, что до недавнего времени уделялось недостаточное внимание исследованию и оптимизации процессов в газовоздушных трактах поршневых двигателей с учетом газодинамической нестационарности.

В 21-м веке в связи с ужесточением экономических и экологических требований к поршневым двигателям, исследователи и инженеры начинают уделять все больше внимания совершенствованию систем впуска и выпуска, поскольку рабочие характеристики поршневых ДВС в значительной степени зависят от совершенства процессов, протекающих в их газовоздушных трактах. При этом исследуются

и совершенствуются процессы как в бензиновых, так и дизельных двигателях с турбонаддувом и без него разного назначения и разных типоразмеров.

1.1. Традиционные методики исследований процессов в газозводушных трактах поршневых ДВС

Для более глубокого понимания научно-практических результатов, полученных другими авторами, сначала необходимо рассмотреть применяемые ими теоретические и/или экспериментальные методы исследований, поскольку способ и результат исследования находятся в единой органической связи.

Методы исследования газозводушных трактов поршневых двигателей внутреннего сгорания (с турбонаддувом и без него) можно разделить на две основные группы. Во-первых, это расчетно-аналитические методы, теоретический анализ и физико-математическое (численное) моделирование газодинамики и теплообмена во впускных и выпускных системах. Ко второй группе относятся все методы экспериментального исследования процессов газообмена.

Выбор методов исследования, расчетно-аналитической оценки и способа доводки газозводушных трактов определяется поставленными целями, а также имеющимися экспериментальными и численными (физико-математическими) ресурсами.

Многими авторами подчеркивается, что на сегодняшний день нет расчетно-аналитических методов, которые бы достаточно точно позволяли количественно оценить интенсивность движения газового потока в камере сгорания (КС), а также решить локальные задачи, связанные с описанием движения в газозводушном тракте и истечения потока из клапанной щели в реальном неустановившемся процессе (т.е. в условиях газодинамической нестационарности). Это связано с проблемами физико-математического описания трехмерного (пространственного) течения газов по каналам со сложной геометрией, пространственной (трехмерной) структурой потока, взаимодействием потоков (свежего заряда и отработавших газов) между собой, с подвижным поршнем и стенками цилиндра, а также со

струйным истечением газа через клапанную щель в полость цилиндра переменного объема. Известно, что в газовоздушных трактах возникают области отрыва пограничного слоя и неустойчивые зоны перехода потока из ламинарного в турбулентный режим течения. Структура потока в газовоздушных трактах характеризуется высокой степенью газодинамической нестационарности, переменным по времени и месту числами Рейнольдса, высокой интенсивностью турбулентности [9; 10].

Физико-математическому моделированию движения потока воздуха на впуске посвящено довольно большое количество работ [11-18]. В них осуществляется математическое моделирование вихревого потока на впуске в поршневой ДВС при постоянно открытом впускном клапане, а именно, локальный стационарный расчет трехмерных течений во впускных каналах головки блока-цилиндров, численное моделирование потоков во впускном окне и цилиндре 2-хтактного двигателя, воздействие закрутки потока воздуха на впуске в цилиндр дизеля на величину выбросов NO_x и эффективные показатели рабочего процесса. Однако большинство работ выполнено для течения газов в стационарных условиях и лишь в некоторых из работ физико-математическое моделирование верифицируется экспериментальными исследованиями. А исключительно по результатам теоретических исследований сложно судить о достоверности и степени применимости полученных данных.

Не меньше, а может даже и больше работ посвящено физико-математическому моделированию газодинамики и теплообмена потоков в выпускном тракте поршневого двигателя.

Так в [19] на базе модульной программы решалась традиционная задача в двигателестроении, а именно, согласование между собой фаз газораспределения и геометрии впускных и выпускных трактов. Сопоставления по зависимостям изменения давления в выпускной системе от угла поворота коленчатого вала показали, что расчетные данные незначительно отличаются от замеренных на реальных двигателях.

В статье [20] решалась локальная задача, связанная с аналитическим расчетом трех вариантов выпускного трубопровода ДВС: прямолинейного трубопровода по-

стоянного поперечного сечения, такого же трубопровода, но снабженного на выходе расширяющимся соплом, и прямолинейного трубопровода с суженным выходным концом, имитирующего трубопровод, соединяющий двигатель с турбиной турбокомпрессора (ТК). В качестве базовых уравнений, которые описывают нестационарные процессы в газоздушных трактах с учетом трения и теплообмена, автором были использованы дифференциальные уравнения, сохранения количества энергии и движения, а также сохранения массы, которые после математических преобразований приводили к новым уравнениям. В итоге, было проведено сравнение построенных расчетным путем кривых изменения давления по длине выпускного трубопровода с экспериментальными данными, полученными на одноцилиндровом ДВС, которое показало, что данные совпадают в пределах 10-20 %.

Известно, что в некоторых элементах выпускных трактов поршневых ДВС в процессе выпуска реализуется струйное отрывное течение с донными областями [21]. В условиях газодинамической нестационарности давление в донной области может не равняться значениям, которые получаются по уравнениям для стационарного течения. Это объясняется тем, что для установления стационарного донного давления необходимо определенный временной промежуток, величина которого зависит от объема отрывной зоны. Данные явления фактически невозможно смоделировать с помощью современных численных методов моделирования. Например, в работе [22] проведен расчет донного давления в условиях нестационарных дозвуковых течений в предположении, что донное давление, определенное по уравнениям для стационарных условий потока, является максимально возможным значением для данного случая и при выбранном расчетном шаге, а до его установления определяет подсос и вынос газов струей из отрывных зон.

Также можно выделить ряд современных работ [23-27], посвященных физико-математическому моделированию процесса выпуска (процессов газообмена) и направленных на совершенствование рабочего процесса двигателей и оценку напряженного состояния отдельных узлов и деталей выпускной системы.

Следует отметить, что почти все известные методы численного анализа, главным образом, нацелены на исследование процессов в уже существующей конструкции газовой системы ДВС с целью устранения ее недостатков, т.е. с их помощью невозможна разработка оригинальных, эффективных конструктивных решений при создании перспективного поршневого двигателя нового поколения.

Одновременно с численным моделированием применяются также различные аналитические методы расчета рабочего процесса в поршневом двигателе внутреннего сгорания и процессов газообмена в нем [2; 4; 11; 28-31]. В рассматриваемых методах расчета течения газа во впускных и выпускных трубопроводах в основном используются уравнения для одномерного стационарного потока газов, принимая течение квазистационарным. Таким образом данные методы могут применяться только как оценочные и обычно требуют экспериментального подтверждения на действующем двигателе при стендовых испытаниях и/или в лабораторных условиях на динамических моделях ДВС.

Методы расчета газодинамики и теплообмена потока во впускном и выпускном трактах в более сложной постановке представлены в [9-11]. Однако они также не формируют полного представления о газодинамических и теплообменных характеристиках потоков и дают только общие (качественные) представления о процессах газообмена, т. к. они основаны на статических продувках газовой системы поршневых ДВС и/или статистических данных, полученных при физико-математическом (численном) моделировании.

Поэтому становится очевидным, что наиболее точные и достоверные данные о газодинамических и теплообменных характеристиках потока в процессах впуска и выпуска в поршневых двигателях внутреннего сгорания можно получить только при исследовании на действующих двигателях.

К первым исследованиям движения потока воздуха в цилиндре поршневого двигателя при вращении коленчатого вала от постороннего источника энергии можно отнести классические опыты Г. Р. Рикардо [32] и Фр. Засса [33], выполненных в середине 20-го века. Г. Р. Рикардо установил в полость камеры сгорания

крыльчатку анемометра и регистрировал ее частоту вращения при вращении коленчатого вала поршневого двигателя. Таким образом анемометр фиксировал среднее значение скорости газа за один цикл. В итоге, Г. Р. Рикардо предложил понятие «вихревое отношение», которое равняется отношению частот вращения крыльчатки, замерявшей вращение вихря (воздушного потока), и коленвала. Фр. Засс разместил пластину в полости камеры сгорания и фиксировал воздействие на нее газового потока.

Были разработаны и другие способы использования пластин, связанных с индуктивными или емкостными датчиками. Однако во всех случаях установка каких-либо посторонних предметов деформирует вращающийся (исследуемый) поток, что является общим недостатком подобных методов.

Рассмотрим широко распространенный способ исследования процесса впуска с использованием крыльчатого анемометра [4; 9], типовая схема установки для этого представлена на рисунке 1.1.

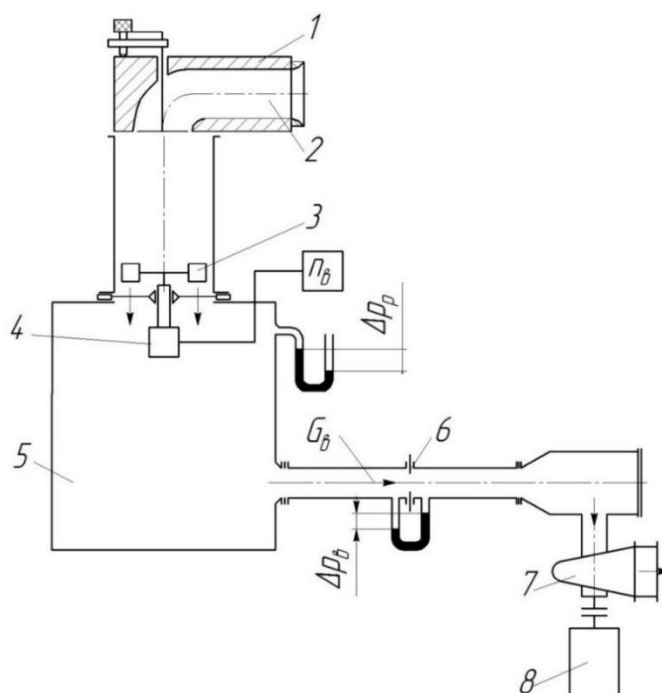


Рисунок 1.1 – Схема установки с крыльчатым анемометром: 1 – головка цилиндра; 2 – впускной канал; 3 – анемометр; 4 – датчик частоты вращения; 5 – цилиндр (рессивер); 6 – расходомерное устройство; 7 – вакуумный насос; 8 – электродвигатель; n_v – частота вращения крыльчатки; Δp_p – перепад давлений в ресивере; Δp_v – перепад давлений в мерной шайбе; G_v – расход воздуха

При фиксированных подъемах впускного клапана производят стационарную продувку исследуемого канала с различными расходами воздуха. В ходе опытов фиксируют: секундный массовый расход воздуха, перепад давления между входным сечением канала и цилиндром, величину подъема клапана. По ним оценивают способность впускного канала создавать интенсивное вращение воздушного заряда в цилиндре и аэродинамическое сопротивление канала. Воздух при этом либо засасывается с помощью вакуумного насоса (имитация процесса впуска в атмосферном двигателе), либо подается под избыточным давлением компрессором (имитация процесса впуска в двигателе с турбонаддувом). На основе данных по расходу воздуха и частоте вращения анемометра, строят безразмерные характеристики, по которым оценивают сопротивление канала и способность его к созданию вращающихся вихрей в зависимости от относительного подъема впускного клапана.

Для продувки обычно используют реальные головки цилиндров или их макеты с клапанными узлами. Однако сравнительные испытания показали, что такой метод позволяет получить данные о влиянии формы тракта, но анемометр с крыльчаткой не регистрирует влияние всего газового потока по сечению, что, соответственно, может привести к существенной погрешности при оценке интенсивности движения потока в цилиндре поршневого двигателя. Это подтверждается расчетно-аналитически и экспериментально в работе [9]. С помощью данной методики также можно исследовать и процесс выпуска. Единственное принципиальное отличие будет состоять в том, что нужно будет создавать избыточное давление в цилиндре.

Другой широко распространенный способ изучения процесса впуска – способ с использованием спрямляющей решетки (рисунок 1.2).

Этот подход отличается от предыдущего тем, что закрученный поток воздуха, поступающий в цилиндр установки, направляется по обтекателю на лопатки спрямляющей решетки. Этот закрученный поток воздуха спрямляется, а на лопатках решетки регистрируется с помощью специального датчика реактивный момент закрутки торсиона. Уже спрямленный поток воздуха, проходя сквозь решетку, посту-

пает через открытое сечение в конце гильзы цилиндра в атмосферу [9]. Рассматриваемый метод позволяет комплексно оценить впускной тракт по величине закрутки и по значению коэффициента гидравлического сопротивления.

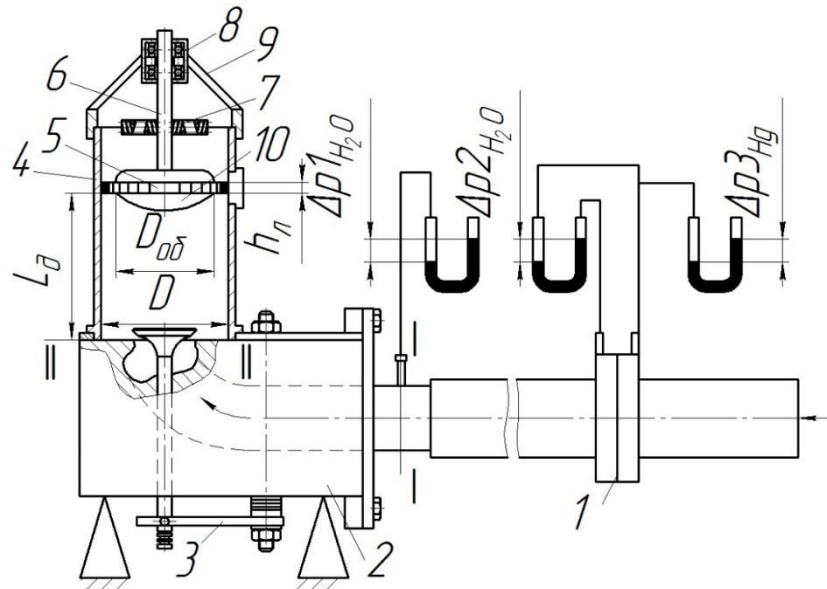


Рисунок 1.2 – Схема установки [9] со спрямляющей решеткой для продувки каналов воздухом под давлением в условиях установившегося потока:

- 1 – расходомерное устройство; 2 – головка цилиндров; 3 – рычаг для перемещения клапана; 4 – гильза цилиндра; 5 – спрямляющая решетка; 6 – вал;
7 – спиральная пружина; 8 – подшипник качения; 9 – неподвижная траверса;
10 – обтекатель

Обычно впускные тракты продувают при различных фиксированных подъемах клапана. Для продувки используют головки цилиндров существующих двигателей или их модели из макетных материалов в сборе с клапанами узлами. Для подбора формы и размеров каналов с оптимальными газодинамическими характеристиками изготавливают несколько макетов с разными геометрическими размерами. При необходимости форма и размеры каналов изменяются путем подклейки вставок из макетных материалов. Подобное формирование канала позволяет в минимальный отрезок времени с небольшими материальными затратами выявить оптимальную конфигурацию каналов. Однако, оптимальной эта конструкция будет

только в стационарных условиях течения газов, а в реальном пульсирующем режиме могут получиться совсем другие газодинамические характеристики каналов, отличные от тех, что были получены в ходе экспериментов.

Далее рассмотрим подобные экспериментальные установки, применяемые для исследования процесса выпуска в поршневых двигателях.

В ЦНИДИ для исследования выпускных трактов были изготовлены стенды для их статической и динамической продувок [34].

Стенд для статической продувки (рисунок 1.3) представляет собой воздушный ресивер 1 с устройствами для замера параметров воздуха в нем, магистрали для подачи продувочного воздуха 2 с устройством для замера расхода 3.

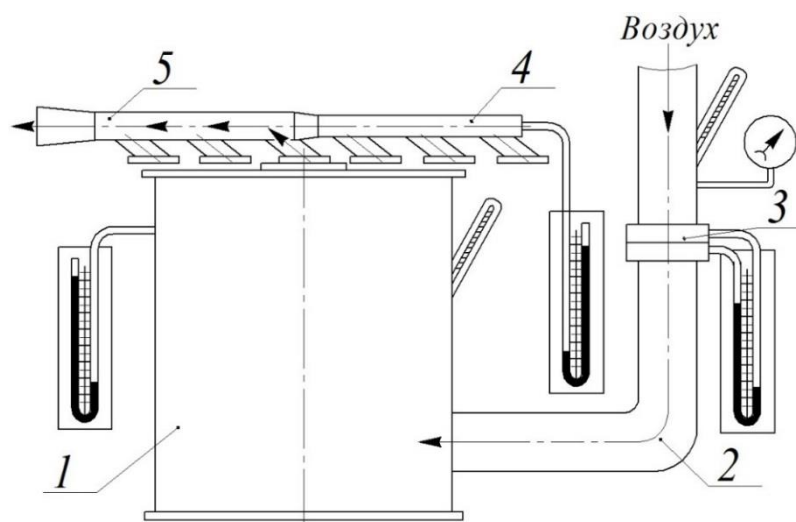


Рисунок 1.3 – Схема стенда [34] для статической продувки выпускных трактов: 1 – воздушный ресивер; 2 – магистраль для подачи воздуха; 3 – устройство для замера расхода; 4 – точка для замера разрежения; 5 – исследуемый трубопровод

Такой стенд позволял определять аэродинамические характеристики исследуемых газоздушных трактов (в частности, коэффициенты сопротивлений), а также при необходимости оценить эффект эжекции.

Стенд для динамической продувки моделей (рисунок 1.4) был предназначен для имитации процесса газообмена в динамике, исследования взаимного влияния процессов, происходящих в цилиндре, во впускном и выпускном коллекторах с учетом взаимодействия газовых потоков из отдельных цилиндров и фаз газораспределения [34]. Из рисунка 1.4 видно, что воздух под давлением от 0 до 0,2 МПа,

подавался по трубопроводу 9 в распределительный ресивер 11 через заслонку 10, далее воздух через клапан 16 поступал в ограниченный объем 15, который имитировал цилиндры ДВС, после чего воздуха через выпускные каналы 14 в головке цилиндров 13 направлялся в выпускной коллектор. Выпускные клапаны открываются и закрываются от распределительного вала 3, вращаемого электрическим двигателем 1 через муфту 2. Частота вращения вала изменяется путем изменения электрического сопротивления реостата 12, что позволяет моделировать разные скоростные режимы работы двигателя. Требуемый характер изменения давления в период выпуска обеспечивается переменной площадью суммарного проходного сечения автоматических клапанов 16, установленных на выходе из распределительного ресивера и на входе в цилиндр.

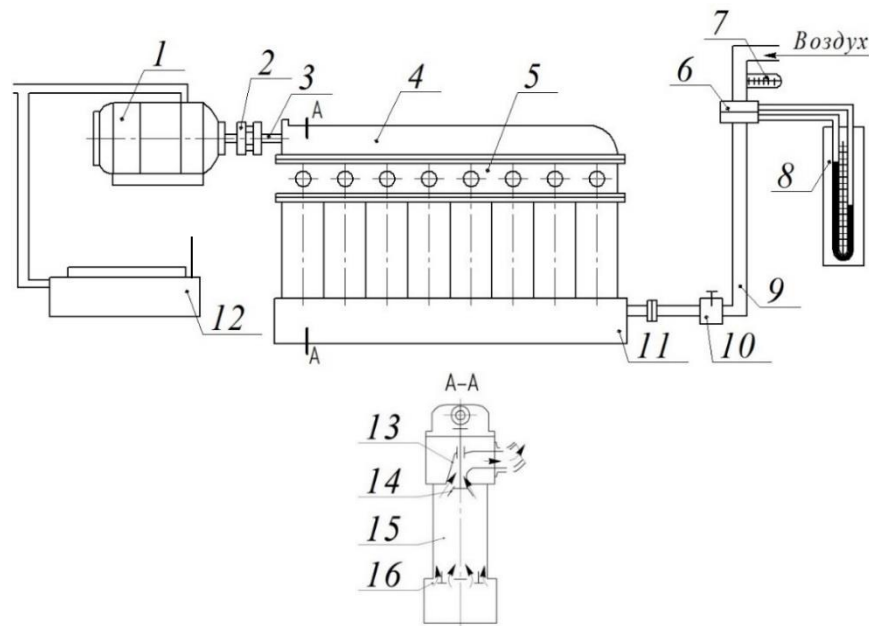


Рисунок 1.4 – Схема стенда [34] для динамической продувки газовоздушных трактов: 1 – электрический двигатель; 2 – соединительная муфта; 3 – распределительный вал; 4 – крышка; 5 – корпус; 6 – шайба; 7 – термометр; 8 – водяной манометр; 9 – трубопровод; 10 – заслонка; 11 – распределительный ресивер; 12 – реостат; 13 – головка цилиндра; 14 – выпускные каналы; 15 – объемы (цилиндры); 16 – автоматические клапаны

На описанной выше экспериментальной установке определялись оптимальные конструктивные соотношения выпускной системы, а также проводилось ее газодинамическое совершенствование. В частности, полученные на рассматриваемых

стендах данные о конфигурации конструктивных элементов и соотношения их размеров использовались при изготовлении опытного образца газовоздушного тракта, предназначенного для моторных испытаний.

На основании результатов опытов, проведенных на подобных экспериментальных установках [34; 35], на протяжении нескольких десятилетий исследовались и создавались выпускные системы с требуемыми газодинамическими характеристиками. Однако, стоит отметить, что данные экспериментальные установки обладают рядом серьезных допущений, связанных с особенностями газодинамической нестационарности (которая присуща поршневым ДВС), конструктивными особенностями двигателей (которые не учитываются в стендах), а также спецификой систем сбора и обработки опытных данных (включая используемую измерительную аппаратуру).

Далее рассмотрим проблему замера поля скоростей в клапанном узле. Как было показано выше, статическая продувка каналов в условиях установившегося потока позволяет оценить значения газодинамических характеристик системы впуска и способность канала к закрутке заряда. При этом анализируется интегральный (косвенный) результат эффекта от взаимодействия множества сложных факторов. Вместе с тем, метод не позволяет полностью понять сущность происходящих физических явлений. Процесс образования вихрей (закрутки) несколько проясняется, если удастся исследовать картину формирования течения в клапанной щели или на последнем перед щелью участке впускного канала. Тогда становится возможным оценивать и сравнивать структуру потока воздуха на выходе из клапанной щели в цилиндр при различных конструкциях деталей и узлов впускного тракта.

Для уменьшения гидродинамического сопротивления клапанного узла, лучшего использования проходного сечения клапанной щели и получения оптимальной интенсивности вихрей применяется метод замера поля скоростей по периферии щели клапана. Известно, что определение вектора скорости потока газа является довольно сложной задачей в экспериментальной аэродинамике. Необходимо также добавить, что поток, вытекающий из клапанной щели, обладает сильной неоднородностью. При этом, данные исследования проводятся исключительно в

условиях установившегося течения потока воздуха в клапанной щели при фиксированной величине открытия впускного клапана.

Рассмотренные выше методы исследования на статических моделях дают общее (качественное) представление о газодинамических и теплообменных характеристиках процессов газообмена, но при этом они до сих пор остаются актуальными ввиду их удобства, простоты и довольно низкой трудоемкости. Исследователи и инженеры в основном применяют эти методы только для предварительной оценки газодинамического совершенства узлов и деталей впускных и выпускных систем [11; 28-31; 36]. При этом, следует подчеркнуть, что для установления закономерностей физического механизма явлений во время процессов газообмена этих методов недостаточно и, соответственно, нужны новые экспериментальные подходы к их изучению.

Наиболее полные и достоверные данные о качестве процессов газообмена можно получить при исследованиях на действующих поршневых двигателях (см. выше). Однако такой подход к исследованиям является довольно трудоемким и дорогостоящим, а по ряду причин довольно сложно реализуемым на практике. Поэтому исследователями и инженерами были разработаны комбинированные (расчетно-экспериментальные) методы изучения газодинамических и теплообменных характеристик потоков во впускных и выпускных трубопроводах поршневых ДВС. Рассмотрим некоторые из них.

Как отмечалось выше, при теоретических и аналитических исследованиях разработка комплекса контрольных параметров (для оценки качества газообмена) и методов их определения связана с большим количеством разных допущений и сложностью аналитического (математического) описания особенностей геометрии газовой системы поршневого ДВС и, соответственно, динамики движения газовых потоков во впускных и выпускных трактах, а также цилиндре двигателя.

Приемлемые результаты исследований процессов газообмена можно получить сочетанием физико-математического моделирования и экспериментальных статических продувок впускных и выпускных систем. В соответствии с таким подходом произведено достаточно много разных исследований [37-39]. Актуальность таких

работ состоит в том, что в них показываются либо возможности физико-математического моделирования потоков в газоздушных трактах поршневых ДВС с верификацией результатов при помощи стационарных продувок на лабораторном стенде, либо разрабатывается оригинальная математическая модель процессов газообмена на основе экспериментальных данных, полученных в установившихся условиях течения газов или при испытаниях поршневых двигателей. Следует еще раз подчеркнуть, что за основу практических всех рассматриваемых исследований принимаются экспериментальные данные, которые получены с помощью продувок газоздушных трактов поршневых ДВС в стационарных условиях.

На основе опыта экспериментальных исследований установлено, что одним из наиболее точных и эффективных методов изучения процессов газообмена в поршневых ДВС являются опыты на специальных, динамических стендах (моделях двигателей). В подобных исследованиях используется экспериментальная установка – натурная модель одноцилиндрового двигателя с электрическим приводом коленчатого вала, и оборудованная измерительной системой и системой сбора и обработки экспериментальных данных [9; 10; 40]. При исследованиях исходят из предположения, что газодинамические и теплообменные характеристики потоков газа во впускной и выпускной системах являются функциями геометрических характеристик и частоты вращения коленчатого вала, поэтому для исследований рационально использовать динамическую модель поршневого ДВС. При этом путем изменения геометрических размеров того или иного узла газоздушного тракта установки можно оценить суммарную газодинамическую эффективность этих конструктивных решений или их эффективность поэлементно. Чаще всего такие исследования заключаются в определение газодинамических и теплообменных характеристик потока (мгновенных значений локального коэффициента теплоотдачи, температуры, давления и местной скорости) на разных участках впускной и выпускной систем в зависимости от времени и/или угла поворота коленчатого вала.

Примером такого типа установок может служить экспериментальный одноцилиндровый стенд (рисунок 1.5), разработанный на ООО «Уральский дизель-мотор-

ный завод» (УДМЗ) [41], который позволяет проводить статические и динамические продувки впускного и выпускного трактов, а также с некоторыми допущениями имитировать течения в многоцилиндровых двигателях.

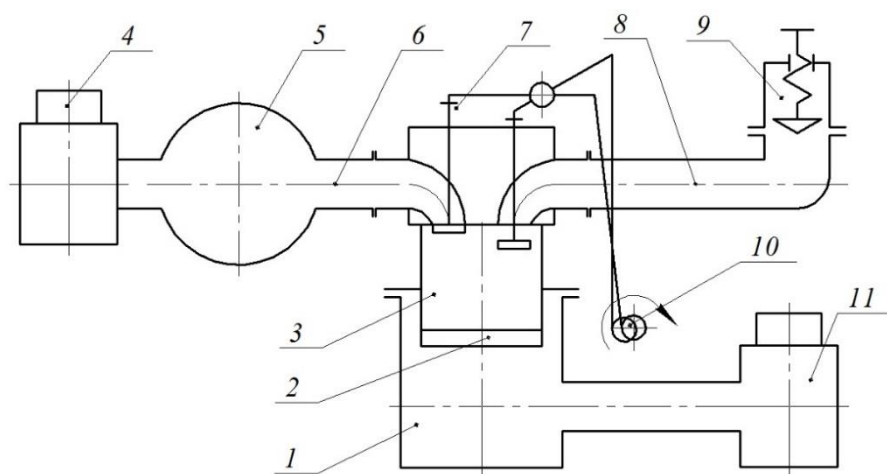


Рисунок 1.5 – Схема экспериментальной установки [41] для исследования течения газов в газоздушных трактах двигателей семейства ДМ (ООО «УДМЗ»):

- 1 – ресивер; 2 – клапанные коробки; 3 – цилиндр; 4, 11 – компрессоры;
 5 – цилиндр-ресивер; 6 – впускной трубопровод; 7 – головка цилиндра;
 8 – выпускной трубопровод; 9 – управляемая заслонка;
 10 – механизм для привода клапанов

Что важно, при исследованиях выполняется геометрическое подобие размерности двигателей семейства ЧН 21/21 (заводское обозначение ДМ-21) и их газоздушных трактов. Например, при динамических и/или статических продувках впускного канала в головке отключают привод выпускных клапанов и оставляют их закрытыми (см. рисунок 1.5). Ресивер 1 отключают от компрессора 11 и сообщают с атмосферой. Сжатый воздух от компрессора 4 через цилиндр-ресивер 5 с давлением, равным давлению наддува для данного двигателя, проходит через исследуемый элемент впускной системы, цилиндр 3 и через ресивер 1 сбрасывается в атмосферу.

В ходе проведения исследований существует возможность определять расход воздуха через двигатель, а соответственно, оценивать коэффициент наполнения, а также измерять гидравлическое сопротивление газоздушных трактов и другие показатели, характеризующие качество процессов газообмена поршневых ДВС.

Сравнение рассмотренных способов исследований процессов газообмена в поршневых ДВС позволяет сделать вывод о том, что наиболее оптимальным методом исследования газодинамических и теплообменных характеристик потоков в газозвуковых трактах двигателей, дающим вполне корректные результаты, является создание натурной одноцилиндровой модели поршневого ДВС, приводимой во вращение от электрического двигателя.

Далее обратимся к методам изучения процессов газообмена на действующих двигателях. Очевидно, что для исследования газодинамики и теплообмена на действующих поршневых ДВС требуются специализированные измерительные приборы, способные работать в сложных условиях (высокие температура и давления в цилиндре и в выпускных каналах, вибрация, шум). При этом процессы в поршневых ДВС являются нестационарными и периодическими, поэтому измерительная система должна обладать соответствующим быстродействием. Все это существенно усложняет изучение процессов газообмена на действующих двигателях.

В настоящее время методы натурных исследований на действующих двигателях в основном применяются для изучения и совершенствования процессов газообмена при решении следующих задач [36; 42, 43]:

- течения газов в выпускной системе и воздуха во впускной системе;
- доводки систем впуска и выпуска в двигателях с турбонаддувом;
- анализ влияния завихрения воздуха в процессе впуска на выбросы вредных веществ (CO , CH и NO_x) с отработавшими газами и т. д.

Подчеркнем, что исследования процессов на действующем ДВС, когда одновременно действует большое количество разных факторов, не дают возможности установить закономерности физического механизма конкретного явления, а также не позволяют применять высокоточную (исследовательскую) приборно-измерительную аппаратуру. Все это является недостатком натурных исследований на действующем двигателе.

Отдельные результаты изучения газодинамики процесса впуска, полученные при натурных исследованиях на действующем двигателе довольно детально опи-

саны в работе [10]. В этой монографии, в частности, представлена зависимость скорости потока воздуха во входном сечении впускного трубопровода поршневого двигателя размерности Ч10,5/12 производства Владимирского тракторного завода (рисунок 1.6). В данном исследовании мгновенные значения скорости потока воздуха измерялись с помощью термоанемометра постоянного тока.

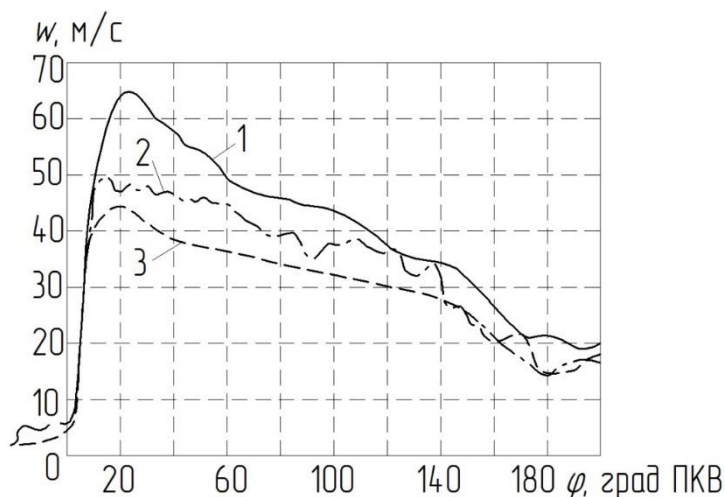


Рисунок 1.6 – Зависимость местной скорости потока воздуха во впускном трубопроводе двигателя размерности 10,5/12 от угла поворота коленвала φ при разных частотах вращения коленвала n [10]: 1 – 1500 мин⁻¹; 2 – 1250; 3 – 1000

Здесь следует уделить внимание методу термоанемометрии, который из-за ряда преимуществ, получил широкое распространение в исследованиях газодинамики в различных отраслях науки и техники [9; 10; 44; 45]. В настоящее время существует большое количество разных схем термоанемометров в зависимости от целей и области научных исследований [46-58]. Наиболее детально общая теория термоанемометрии рассмотрена в работах классических авторов [59-61]. Также на сегодняшний день существует большое разнообразие конструктивных исполнений датчиков термоанемометра [62-65], что также свидетельствует о широком использовании этого метода во многих областях народного хозяйства, в том числе и двигателестроении.

Подробнее рассмотрим вопрос о возможности применения метода термоанемометрии для исследования процессов газообмена в поршневых ДВС. Достоинства этого метода состоят в следующем:

- высокая чувствительность датчика термоанемометра позволяет измерять даже небольшие флуктуации величин газовых потоков с малыми амплитудами и периодами изменений;
- небольшие размеры датчика термоанемометра не вносят существенных изменений в динамику газовых потоков во впускных и выпускных трактах поршневых ДВС;
- простота электронной схемы термоанемометра дает возможность удобно регистрировать выходной аналоговый сигнал термоанемометра с дальнейшей его обработкой на ПК.

Применимость метода термоанемометрии для исследования процессов газообмена в поршневых двигателях также показана в работах [9; 10].

При исследованиях газодинамики во впускных и выпускных системах исследователи и инженеры обычно используют одно-, двух- или трехкомпонентные датчики термоанемометра [9; 10; 52; 59]. Чувствительным элементом датчика термоанемометра обычно является нить или пленка из тугоплавких металлов толщиной 0,5-20 мкм и длиной 0,5-10 мм, которые закрепляют на токопроводящих ножках [10; 60; 61]. Датчик обычно устанавливается в головку цилиндра для исследования течений газа в камере сгорания или в трубопроводы для определения мгновенных значений скорости потока газа.

Существенным недостатком метода термометрии является сложность определения ориентации вектора скорости. При этом главными проблемами являются сама методика и конструкция датчика. Несмотря на это, использование термоанемометрических методов позволит получить наиболее корректные (из всех известных способов) данные без значительного влияния на газодинамику и теплообмен, свойственные системам впуска и выпуска.

Таким образом, можно констатировать, что наиболее рациональным способом исследования процессов газообмена, дающим полные и достоверные сведения о газодинамике и теплообмене во впускных и выпускных трактах, является создание натурной одноцилиндровой модели поршневого ДВС, приводимой во вращение от

электрического двигателя. При этом такой способ позволяет создать условия близкие к действующим двигателям и, соответственно, исследовать как газодинамические, так и теплообменные показатели процессов газообмена в поршневом ДВС в условиях газодинамической нестационарности.

1.2. Газодинамические и теплообменные характеристики процессов газообмена поршневых ДВС

Как уже отмечалось выше, высокие эффективные показатели рабочего процесса двигателя могут быть достигнуты только при оптимальных газодинамических и тепловых характеристиках потоков в газоздушных трактах поршневых ДВС.

Очевидно, что процессы впуска и выпуска (газообмена) в поршневых двигателях внутреннего сгорания связаны общим рабочим процессом и, соответственно, имеют схожий физический механизм, поэтому их необходимо изучать во взаимосвязи. При этом исследование процессов газообмена на основе физико-математического моделирования или стационарными и квазистационарными методами допустимо лишь для их сравнительной оценки или качественного анализа, поскольку рассматриваемые процессы имеют ярко выраженный неустановившийся, динамический характер. Применение этих методов в иных целях может привести к недопустимым погрешностям, в особенности при изучении циклов современных быстрходных поршневых двигателей.

Следует отметить, что существуют значительные отличия в совершенствовании процессов газообмена в атмосферных и наддувных двигателях. Это связано с разным механизмом процессов, происходящих в газоздушных трактах. В результате использование одних и тех же мер совершенствования может привести к абсолютно разным результатам.

1.2.1. Газодинамические и теплообменные характеристики процессов в газовоздушных трактах двигателей без наддува

Впускная и выпускная системы поршневых двигателей внутреннего сгорания с оптимальными газодинамическими характеристиками должны обеспечивать высокие эффективные показатели рабочего процесса, а именно, среднее эффективное давление, литровую мощность, удельный эффективный расход топлива при удовлетворительных экологических показателях.

Для впускных систем поршневых ДВС существуют две основные задачи, от успешного решения которых зависит получение эффективного рабочего процесса: достижение оптимальных тепломеханических характеристик потока в каналах и конструктивное исполнение впускной системы с заданными газодинамическими и теплообменными характеристиками.

К выпускным системам поршневых двигателей внутреннего сгорания традиционно также предъявляются [9; 66; 67] два основных требования. Во-первых, она должна иметь по возможности минимальное гидравлическое сопротивление (в разумных пределах), которое определяется геометрической конфигурацией выпускных трубопроводов и газодинамикой течения в них, и в частности, наличием в каналах обратных волн давления. При оптимальной настройке выпускной системы будет происходить более полная и быстрая очистка цилиндров двигателя от отработавших газов (снижение коэффициента остаточных газов), что приведет к увеличению мощности и снижению расхода топлива двигателя. Во-вторых, выпускная система должна максимально снижать аэродинамический шум, создаваемый при работе двигателя. Для этого устанавливаются глушители, которые, в свою очередь, создают дополнительное сопротивление всей системы и тем самым ухудшают очистку цилиндра от отработавших газов (увеличивают коэффициент остаточных газов). Таким образом, при конструировании, доводке или совершенствовании системы выпуска поршневого ДВС необходимо органично учитывать весьма противоположные требования. При этом в последние десятилетия особенно актуальная задача, связанная с нейтрализацией вредных веществ в отработавших газах.

Аэродинамическое сопротивление впускной системы непосредственно отражается на уровне суммарных насосных потерь p_n и величине коэффициента наполнения η_v . Аэродинамическое сопротивление выпускной системы непосредственно влияет на коэффициент остаточных газов γ , величину массового расхода газов через систему Q и уровень суммарных насосных потерь p_n . В настоящее время разработан [9; 66; 67] комплекс параметров, оценивающих уровень аэродинамических сопротивлений и интенсивность движения газа в цилиндре.

Выбор методик, включая определение критериев для доводки газовоздушных трактов, определяется поставленными целями исследований и испытаний, а также имеющимися экспериментальными ресурсами.

Окончательную оценку газодинамических качеств каналов в процессе доводки проводят непосредственно на двигателе путем определения выходных показателей эффективности рабочего процесса. Однако этот способ довольно сложный, чересчур длительный, трудоемкий и дорогостоящий. При этом рационален путь разложения их на частные задачи, т. е. по локальному исследованию и модернизации отдельных узлов и деталей газовоздушных трактов. В этом случае, как отмечалось выше, для сокращения сроков и снижения стоимости испытаний следует использовать динамические модели (натурные образцы двигателей), работающие на различных скоростных режимах (с помощью вращения коленчатого вала от электрического двигателя). При таком подходе можно оценить суммарную эффективность тех или иных конструктивных решений или локальную, поэлементную (по отдельным выбранным конструктивным параметрам). В общем виде задачи испытаний сводятся к определению тепломеханических характеристик потоков в различных элементах впускной и выпускной систем (мгновенных значений температур, локальной теплоотдачи, давлений, скоростей и расходов) в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Существуют качественные (косвенные) методы исследования, которые позволяют получить общее представление о течении воздуха в канале головки цилиндра, в цилиндре и камере сгорания, а также позволяют сравнить влияние различных конструктивных решений и их сочетаний на параметры потока.

Теперь снова обратимся к зависимостям, представленным на рисунке 1.6. Следует отметить, что на рисунке показано изменение скорости потока воздуха от угла поворота коленвала только в течение процесса впуска, т. е. за период продолжительностью около 200 град. п.к.в., в то время как остальная информация по другим процессам отсутствует. Кроме того, рассматриваемая зависимость получена для частот вращения коленвала от 1000 до 1500 мин⁻¹, а известно, что у современных двигателей диапазон частот вращения обычно находится в диапазоне от 600 до 3000 мин⁻¹ и выше. В частности, многие дизель-генераторы работают с номинальными частотами вращения коленчатого вала 1500 мин⁻¹ и 3000 мин⁻¹.

Из рисунка 1.6 также видно, что скорость потока во впускном трубопроводе не равна нулю перед открытием впускного клапана, а после его закрытия скорость воздуха также не обнуляется. Это подтверждает то, что в трубопроводе возникает стол воздуха, который движется возвратно-поступательно во впускной системе. Данное явление на некоторых двигателях используется для создания динамического наддува (подробнее см. ниже).

Для понимания физических механизмов процессов газообмена важное значение представляют данные по газодинамическим и теплообменным характеристикам потоков во впускных и выпускных трактах за весь рабочий цикл поршневого двигателя и во всем рабочем диапазоне частот вращения коленвала. Такие сведения необходимы для эффективного совершенствования процессов впуска и выпуска, поисков путей увеличения количества свежего заряда, создания перспективных систем динамического наддува, лучшей очистки цилиндров от отработавших газов, снижения шума впуска и выпуска и т.д.

Далее кратко рассмотрим особенности динамического наддува в поршневых двигателях внутреннего сгорания, который может осуществляться разными способами. Известно, что на процесс впуска влияют не только фазы газораспределения, но и конструкция отдельных узлов и деталей впускного тракта. Движение поршня при впуске (увеличение объема цилиндра) приводит к формированию волны противодавления в случае открытого впускного клапана. Эта волна давления ударяется о массу неподвижного атмосферного воздуха на конце впускного трубопровода,

после чего отражается от нее и движется обратно к впускному клапану. Таким образом во впускной системе возникает колебательный процесс столба воздуха, который иногда используют для увеличения наполнения цилиндров воздухом или топливно-воздушной смесью (повышения коэффициента наполнения), чтобы увеличить удельную мощность поршневого двигателя [68-70]. Поскольку в этом случае для увеличения расхода воздуха через впускную систему используются исключительно газодинамические явления, а не конструктивные решения, то его называли динамическим наддувом.

При инерционном наддуве каждый впускной трубопровод для отдельного цилиндра имеет свою индивидуальную резонаторную трубку, которая соответствует акустике трубопровода. В этих резонаторных трубках волны разрежения и сжатия могут распространяться независимо друг от друга. Если произвести согласование диаметра и длины резонаторных трубок, фаз газораспределения и волн разрежения и сжатия, то можно обеспечить повышение качества газообмена (увеличение коэффициента наполнения), а соответственно, и рост мощности поршневого двигателя [68, 69, 71, 72].

Основной принцип резонансного наддува заключается в том, что в потоке воздуха во впускной системе при определенном числе оборотов коленвала могут возникать резонансные колебания, связанные с движением поршня в цилиндре. При тщательной доводке геометрии впускной системы это приводит к дальнейшему повышению давления и дополнительному эффекту наддува [68, 69, 71, 73, 74], что способствует улучшению эффективных показателей поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Вместе с тем вышерассмотренные методы динамического наддува действуют лишь в ограниченном диапазоне чисел оборотов коленвала ДВС и требуют весьма сложной, трудоемкой и постоянной доводки, т.к. акустические характеристики трактов поршневых двигателей при эксплуатации постоянно меняются.

Очевидно, что данные по газодинамике и теплообмену за полный рабочий цикл поршневого ДВС (за 720 град. п.к.в.) могут быть полезны для улучшения про-

цесса наполнения (например, за счет снижения подогрева воздуха на впуске) и поиска методов увеличения расхода воздуха (или топливно-воздушной смеси) через цилиндры двигателя, что приведет к повышению эффективных показателей двигателя. При этом количество вихрей, а также масштаб и интенсивность турбулентности потока воздуха на впуске имеют важное значение с точки зрения рабочего процесса поршневого ДВС.

Известно [9-11; 68; 69; 75; 76], что крупномасштабная турбулентность в потоке воздуха и относительно быстрое его движение способствуют хорошему перемешиванию воздуха и топлива и, соответственно, обеспечивают достаточно полное сгорание с малым количеством токсичных веществ в отработавших газах.

Одним из способов создания вихрей в потоке воздуха (или смеси) поступающего в цилиндр является применение заслонки, которая разделяет впускной трубопровод на два отдельных канала. Управление потоком свежего заряда осуществляется за счет полного или частичного перекрытия одного из каналов. Также существует довольно большое число конструкций каналов в головке блока цилиндров для придания тангенциальной (относительно оси канала) составляющей движению потока, т. е. закрутки потока воздуха с целью создания и управления вертикальными вихрями в полости цилиндра поршневого двигателя [77-79].

В последние годы при изготовлении поршневых двигателей все чаще применяют конструкцию, так называемого, спирального канала в головке цилиндра с разными витками, плоскими площадками на внутренней стенке и острыми кромками на выходе из канала [80, 81]. Другим аналогичным устройством является спиральная пружина, которая устанавливается во впускном канале головки цилиндра и жестко закрепленная одним концом [82]. Она также используется для создания крупных вихрей в полости цилиндра поршневого ДВС.

Далее рассмотрим ряд научно-технических работ, посвященных исследованию и модернизации выпускных систем поршневых ДВС.

Так в [83] представлены локальные экспериментальные результаты изучения структуры потока в выпускном канале головки цилиндра поршневого двигателя, а

проведен сравнительный анализ структуры и интегральных характеристик потоков газов в стационарных и нестационарных условиях.

Моделирование нестационарного течения потока газа в выпускном трубопроводе осуществлялось на динамической модели 2-тактного двигателя с клапанно-щелевой схемой газообмена [84]. В рассматриваемом случае моделирование потока газа в нестационарных условиях проведено при одноцикловом действии, т. е. перед пуском модели газ в выпускном трубопроводе находился в покое (таким образом не учитывались пульсационные эффекты столба воздуха в системе). По результатам опытов установлено, что общим признаком течения в выпускном канале головки цилиндра при стационарных и нестационарных условиях является наличие застойной зоны, которая до поворота канала имеет форму кольца, прилегающего к стенке, и затем смыкается с другой застойной зоной у выпуклой стенки.

Анализ процессов в выпускном трубопроводе многоцилиндрового дизеля в работе [85] показал, что:

- величина давления в каждый данный момент времени практически не зависит от расстояния между цилиндром, производящим выпуск, и датчиком давления;
- максимальная величина давления снижается с уменьшением частоты вращения коленчатого вала и нагрузки поршневого двигателя из-за падения секундного расхода газа (рисунок 1.7);
- в случае сравнения зависимостей давлений потока газа от угла поворота коленчатого вала двигателя для отдельных цилиндров в каждом из выпускных трубопроводов, результирующие значения изменяются по идентичным законам, в частности, максимумы давлений соответствуют примерно одним и тем же углам поворота коленчатого вала.

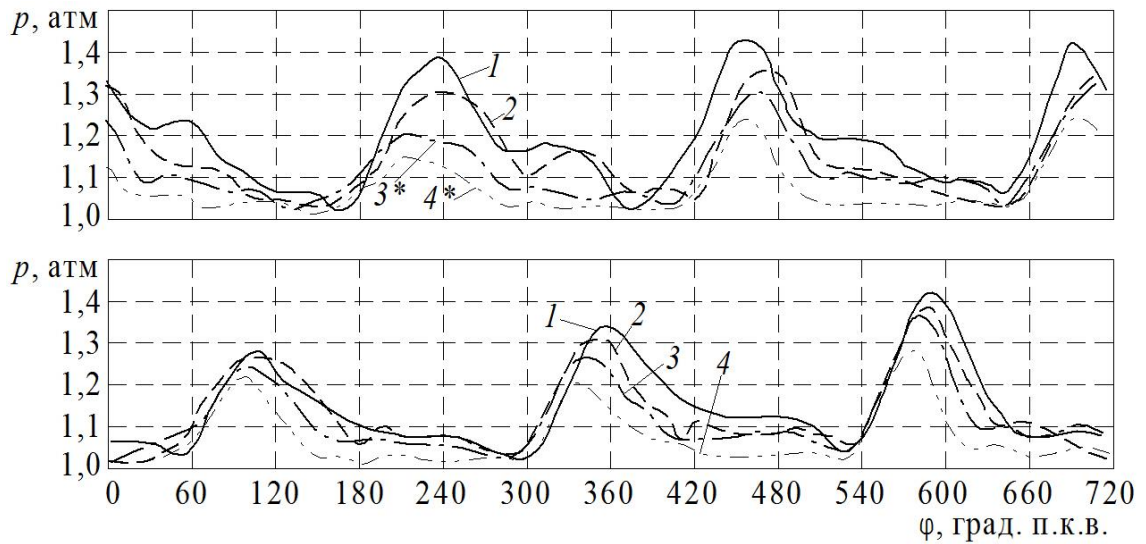


Рисунок 1.7 – Зависимости давлений p в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ при разных n , полученные в соседних выпускных трубопроводах двигателя [85]: a – первый трубопровод; b – второй трубопровод (*);

$$1 - n = 740 \text{ мин}^{-1}; \quad 2 - n = 675; \quad 3 - n = 555;$$

$$3^* - n = 615; \quad 4 - n = 490; \quad 4^* - n = 580$$

В работе [86] проблема повышения эффективности очистки цилиндров от отработавших газов на режимах средней частоты вращения коленвала решается установкой между выпускными трубопроводами перепускной трубы или размещением перед ними дроссельной заслонки, при этом для каждого режима существует своя, оптимальная степень дросселирования. Если в период перекрытия клапанов волна давления за выпускными клапанами имеет положительное значение, давление в цилиндре растет и препятствует полноценному поступлению воздуха в камеру сгорания, из-за этого уменьшается коэффициент наполнения и, соответственно, увеличивается коэффициент остаточных газов. Все это ухудшает условия сгорания смеси, а следовательно, эффективные показатели поршневого ДВС. Если же в период перекрытия клапанов волна давления за выпускным клапаном имеет отрицательное значение, то очистка цилиндра от отработавших газов улучшается, повышается коэффициент наполнения, соответственно, это приводит к улучшению процесса сгорания и росту эффективности ДВС. Поэтому длина выпускного трубопровода рассчитывается таким образом, чтобы в определенном диапазоне частоты

вращения коленчатого вала волновой процесс в выпускном трубопроводе в период перекрытия клапанов обеспечивал бы за выпускным клапаном волну разрежения, на других режимах размеры выпускного трубопровода должны обеспечивать воспроизведение отраженной первичной положительной волны за период перекрытия, вызывая соответствующее повышение или понижение крутящего момента.

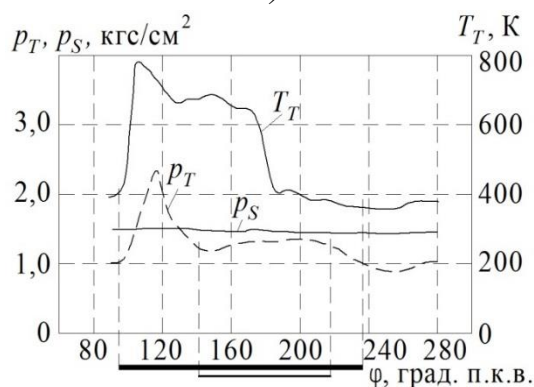
В некоторых случаях заслонку особой формы можно установить в трубопроводе таким образом, что она одновременно будет дросселировать все выпускные трубопроводы [86]. Одним из недостатков подобных технических решений можно назвать сложность конструкции выпускной системы с управляемой заслонкой (с системой электропривода). Другим недостатком является существенный рост температуры выпускных газов при максимально открытой заслонке, что потребует производства деталей и узлов системы из жаропрочных (дорогостоящих) материалов.

В работе [87] приведены результаты изучения особенностей процесса газообмена на разных режимах работы бензинового двигателя (рисунок 1.8).

Опытные диаграммы $p = f(\varphi)$ и $T = f(\varphi)$ позволили подтвердить некоторые особенности процессов газообмена в бензиновых ДВС. Было установлено, что в выпускной системе бензинового двигателя имеют место интенсивные волновые процессы. При это на низких частотах вращения коленчатого вала к выпускному клапану могут подходить не только волны давления, но и волны разрежения. Последние могут попадать в полость цилиндров, в результате чего картина протекания давления в процессе выпуска сильно отличается от классической.

Отдельной темой ряда исследований является влияние высоты подъема выпускного клапана на газодинамические и теплообменные характеристики процесса выпуска [88, 89]. В рассматриваемых работах получены зависимости давления в выпускном трубопроводе от числа оборотов коленвала, угла поворота и высоты подъема клапана. Данная тема является частной задачей совершенствования процессов газообмена и улучшения конструкции выпускной системы, которые обобщены в работах [89-92].

а)



б)

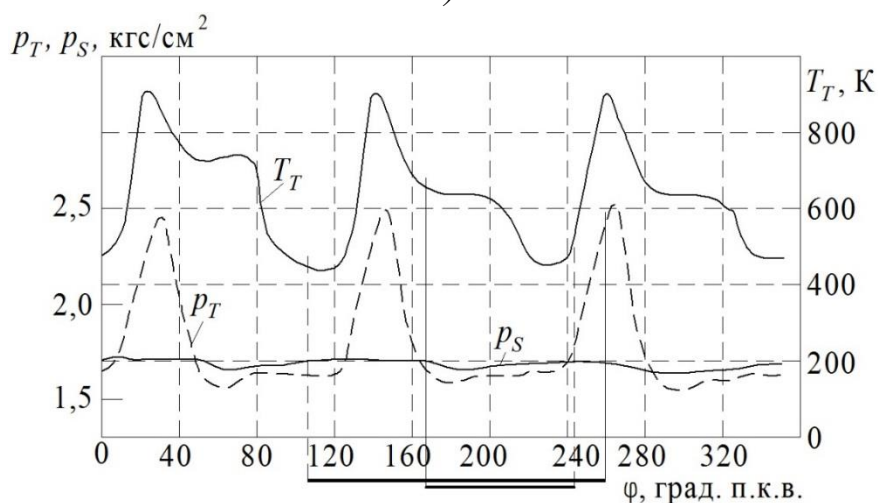


Рисунок 1.8 – Зависимости давлений p_s, p_T и температур T_T [87] в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ : а – дизель фирмы «Строк»; б – дизель фирмы «Бурмейстер и Вайн»

Следует отметить, что одной из приоритетных задач является снижение шума выпуска в поршневых ДВС. Этой теме посвящен ряд работ [93-96], в которых анализируются источники шума в процессе выпуска и предлагаются различные конструктивные мероприятия, позволяющие снизить этот шум.

Таким образом, результаты исследований и испытаний большого количества конструкций газовоздушных трактов свидетельствуют о недостаточной эффективности традиционных подходов к изучению и совершенствованию процессов газообмена, основанных на приближении о стационарном течении в трубопроводах. Можно отметить случаи несоответствия прогнозируемых и действительных показателей качества газообмена, расходных и эффективных характеристик двигателя от геометрических размеров газовоздушных трактов [83].

Как тенденцию, можно отметить стремление исследователей к созданию на впуске крупных разнонаправленных вихрей. Считается, что поток воздуха должен в основном содержать только крупномасштабную турбулентность. Это приводит к улучшению смесеобразования и сгорания топлива в бензиновых и дизельных двигателях внутреннего сгорания. В результате улучшаются его технико-экономические показатели и снижается количество вредных выбросов с отработавшими газами.

Примечательно, что в литературе фактически отсутствуют сведения о подходах к улучшению качества газообмена за счет поперечного профилирования каналов. Как известно [97; 98], изменение формы поперечного сечения канала существенно влияет на структуру и характер течения потока в трубопроводе.

На основании проведенного обзора можно заключить, что на сегодняшний день в литературе наблюдается нехватка однозначной и цельной информации о газодинамике процессов газообмена, а именно:

- о влиянии газодинамической нестационарности процессов во впускных и выпускных трактах на показатели качества газообмена поршневых ДВС;
- об изменении мгновенных значений местных скорости и давления потока газов от угла поворота коленвала за полный рабочий процесс двигателя (за 720 град. п.к.в) в условиях газодинамической нестационарности;
- о влиянии аэродинамического сопротивления на газодинамику процессов впуска и выпуска;
- о масштабе турбулентности возникающей в газоздушных трактах поршневых ДВС с турбонаддувом и без;
- о влиянии газодинамической нестационарности на расходные и теплообменные показатели в газоздушных трактах ДВС.

Наиболее актуальные задачи совершенствования процессов газообмена в поршневых ДВС состоят в разработке методов увеличения расхода воздуха через цилиндры двигателя и лучшей очистки цилиндров двигателя от отработавших газов с минимальными конструктивными доработками газоздушных систем.

Далее рассмотрим актуальные задачи, связанные с теплообменными характеристиками потоков газа в процессах впуска и выпуска в поршневых двигателях.

Исследование теплообмена в разных элементах и системах двигателей осуществлялось для первых тепловых двигателей, разработанных Жан Этьен Ленуар, Николаус Август Отто и Рудольф Кристиан Карл Дизель. В первую очередь исследователи и инженеры внимание уделяли изучению теплообмена в полости цилиндра поршневого ДВС, т.е. в камере сгорания. Одними из первых работ по этому научному направлению являются монографии Р. Дизеля и В. И. Гриневецкого [99, 100].

Однако только работа В. И. Гриневецкого [100] стала практической основой для развития теории теплообмена в поршневых двигателях. Основным материалом рассматриваемая монография посвящен тепловому (термодинамическому) расчету процессов в КС поршневых ДВС, но в ней также содержится информация о теплообменных характеристиках газовых потоков в процессах впуска и выпуска. В частности, в монографии представлены статистические данные о значении тепловых потоков в выпускных трубопроводах, об интенсивности подогрева воздуха в процессе впуска, а также формулы для расчета характеристик газа в начале и конце процессов впуска и выпуска. Данное направление в дальнейшем развивали его последователи Н. Р. Брилинг и Е. К. Мазинг.

Например, В. Нуссельт получил формулу для расчета коэффициента теплоотдачи в камере сгорания поршневого ДВС [101]. Н. Р. Брилинг в работе [102] уточнил уравнение В. Нуссельта и явно показал, что для каждого конкретного двигателя (учитывая его тип, размерность, быстроходность, способ смесеобразования и сгорания, уровень форсирования и др.) локальные коэффициенты теплоотдачи должны уточняться по результатам экспериментов на действующем ДВС.

Далее исследователи и инженеры стали решать уже более локальные задачи в разных элементах и системах поршневых двигателей. Так, в 20-м веке развитием теории рабочих процессов ДВС и изучением теплообмена в различных его системах и элементах активно занимались отечественные и зарубежные специалисты. Существенный вклад в создании и развитии этого направления отводится работам

А. С. Орлина (методы расчета процессов газообмена), М. Г. Круглова, Ю. А. Гришина, Л. В. Грехова, В. Г. Дьяченко (нестационарные газодинамические процессы), С. Г. Роганова, Г. Н. Мизернюка (газовый анализ), Н. А. Иващенко (конструирование и расчет поршневых двигателей), Р. З. Кавтарадзе (теплообмен), М. М. Вихерта, Ю. Г. Грудского, Б. Х. Драганова, В. С. Обухова (оптимизация впускных и выпускных систем), А. А. Балашова, А. Е. Свистулы (исследование и модернизация газоздушных систем), Б. А. Шароглазова (моделирование процессов и рабочего цикла поршневых ДВС), В. С. Кукиса (модернизация поршневых двигателей и силовых установок на их базе) и др. Также можно выделить российских авторов известных учебников и монографий в области двигателестроения: В. А. Ваншейдт, Н. Н. Иванченко, И. И. Вибе, В. Н. Луканин, Г. А. Варшавский, Н. Х. Дьяченко, Р. М. Петриченко, Н. М. Глаголев, А. Н. Воинов, Н. Ф. Разлейцев, Б. М. Гончар, А. С. Лышевский, М. М. Масленников, Б. С. Стечкин, В. В. Махалдиани, Д. А. Портнов, Ю. Б. Свиридов, А. И. Толстов, А. С. Соколик, М. С. Ховах и других. Из зарубежных изданий наиболее авторитетными являются книги авторов Г. Меркера, Дж. Хейвуда, Г. Вошни, Х. Хироясу, А. Урлауба, Р. Пишингера.

Исследование теплообмена потока газов во впускных и выпускных системах является отдельным (самостоятельным) направлением в развитии поршневых двигателей. Изучению этих вопросов рассматривается в большом количестве научно-технической литературы, в частности в [103-106]. Анализ литературы показывает, что теплообмен потоков газа в газоздушных трактах ДВС довольно хорошо изучен в статических условиях продувки систем. При этом, следует отметить, что как и в случае с газодинамикой, для условий гидродинамической нестационарности существуют серьезные пробелы в имеющейся информации. В ходе развития теории теплообмена во впускных и выпускных системах ДВС проведено достаточно много расчетно-аналитических работ и работ на основе физико-математического моделирования, а также проведено большое количество экспериментальных исследований. В результате комплексного исследования процессов газообмена было предложено большое количество показателей, характеризующих теплообмен в процессах

впуска и выпуска, по которым можно оценивать качество конструкции газоздушных трактов [103, 104].

На сегодняшний день изучению теплообмена в процессе впуска уделяется недостаточное внимание. Это связано с тем, что раньше считалось, что совершенствование теплообмена в выпускной системе, камере сгорания и цилиндре являются более результативными с точки зрения повышения эффективных показателей поршневых двигателей. Однако на данный момент развитие теории и практики в двигателестроении достигло такого уровня, что увеличение любого показателя ДВС даже на несколько десятых процента является значительным результатом для специалистов. С учетом факта, что традиционные направления совершенствования рассматриваемых узлов и систем уже не дают значительного роста эффективных показателей ДВС, поэтому в настоящее время специалисты ищут принципиально новые направления совершенствования рабочих процессов и систем поршневых двигателей. Одним из возможных (и перспективных) направлений является совершенствование теплообмена в процессах газообмена, поскольку это позволит, в частности, повысить коэффициент наполнения, уменьшить подогрев свежего заряда и снизить температурные напряжения на основных узлах и деталях впускной и выпускной систем системы, а также повысить эффективность совместной работы двигателя и турбокомпрессора.

В литературе можно отметить статьи [107-110], связанные с оценкой влияния интенсивности вихревого движения свежего заряда в процессе впуска на тепловые напряжения в деталях двигателя (впускного и выпускного клапана, головки цилиндра, поверхностей цилиндропоршневой группы). Эти работы имеют фундаментальный характер; они базируются на решении нелинейных уравнений Фурье-Остроградского и Навье-Стокса, а также физико-математическом моделировании процессов с использованием этих уравнений. Однако, принимая во внимание множество допущений во время расчетов (моделирования), их результаты могут быть приняты лишь за базу для дальнейших экспериментальных исследований и/или могут являться оценочными для инженерных методик. В работах [109, 110] представ-

лены экспериментальные данные об исследовании локальных нестационарных тепловых потоков в полости камеры сгорания дизельного двигателя при изменении интенсивности завихрения воздуха во впускном тракте.

Рассмотренные выше исследования по теплообмену в процессе впуска фактически не затрагивают оценку и анализ влияния газодинамической нестационарности процессов на интенсивность теплоотдачи во впускном трубопроводе ДВС. В свою очередь, от интенсивности локальной теплоотдачи в значительной степени зависит уровень подогрева воздуха (топливно-воздушной смеси) и термические напряжения во впускном трубопроводе. При этом уровень подогрева воздуха (топливно-воздушной смеси) влияет на плотность потока воздуха и, соответственно, на массовый расход воздуха, который во многом определяет вырабатываемую поршневым двигателем эффективную мощность. Снижение интенсивности локальной теплоотдачи во впускной системе может уменьшить температурную напряженность ее деталей и узлов и тем самым позволит повысить надежность двигателя в целом. Поэтому изучение и решение этой проблемы является актуальной задачей для развития двигателестроения.

Что касается теплообмена в процессе выпуска, то она всегда являлась актуальной темой для отечественных и зарубежных исследователей. В частности, данным направлением активно занимаются в ведущем российском техническом вузе МГТУ имени Н. Э. Баумана, а также в ЮУрГУ, АлтГТУ им. И. И. Ползунова, ВлГУ и многих других. В частности, можно отметить некоторые работы направленные на изучение охлаждения головки цилиндра в процессе выпуска [111], оценке температурных напряжений выпускных клапанов [113; 114], влиянию температуры отработавших газов на напряженно-деформированное состояние деталей выпускной системы [112].

Основываясь на вышеизложенном, можно сформулировать наиболее важные проблемы в плане изучения локальной теплоотдачи в газоздушных трактах поршневых ДВС:

- определение мгновенного локального коэффициента теплоотдачи во впускных и выпускных трактах поршневых ДВС при разных числах оборотов коленвала;
- выявление влияния газодинамической нестационарности на механизм локальной теплоотдачи в газовоздушных трактах;
- установление степени воздействия локальной теплоотдачи при пульсирующем течении газового потока на тепловую напряженность основных деталей систем впуска и выпуска поршневого двигателя.

Следует подчеркнуть, что на сегодняшний день в инженерных расчетах обычно применяют данные продувок в стационарных условиях, что является не совсем корректным подходом, поскольку газодинамическая нестационарность сильно влияет на локальную теплоотдачу в трубопроводах. Исследования многих авторов (экспериментальные и на основе численного моделирования) доказывают, что существуют значительные отличия осредненного коэффициента теплоотдачи в нестационарных условиях от его величины в стационарном случае. При этом в некоторых случаях отличие достигает трехкратного значения. Одной из возможных причин такой разницы является особая перестройка турбулентной структуры потока при нестационарных условиях течения газов [115-118].

Например, в работе [119] установлено, что в результате воздействия на газовый поток газодинамической нестационарности (исследовалось его ускорение) в потоке происходит постоянная перестройка кинематической структуры, которая приводит к снижению интенсивности процессов теплообмена. В рассматриваемой работе установлено, что ускорение потока вызывает увеличение пристеночных касательных напряжений примерно в 2-3 раза, что приводит к снижению локальных коэффициентов теплоотдачи примерно во столько же раз.

Таким образом для расчета величины подогрева воздуха (топливно-воздушной смеси) или охлаждения отработавших газов поршневых ДВС и определения температурных напряжений во впускных и выпускных трубопроводах необходимы данные о мгновенной локальной теплоотдаче в них, поскольку расчеты, основанные на результатах статических продувок, могут привести к серьезным ошибкам

(недопустимым даже для инженерных расчетов) при определении коэффициента теплоотдачи в газовоздушных трактах двигателей.

1.2.2. Газодинамические и теплообменные характеристики процессов во впускных и выпускных системах двигателей с наддувом

Специфическая газодинамика потоков во впускных и выпускных трактах ДВС с турбонаддувом оказывает влияние на наполнение цилиндра, состав смеси, очистку цилиндров от отработавших газов и другие показатели качества газообмена, и соответственно, на рабочий процесс (цикл) поршневого двигателя.

Имеющиеся во впускных и выпускных трактах колебания (пульсации) газовых потоков могут вызвать существенные отличия в протекании рабочего процесса в отдельных цилиндрах многоцилиндровых двигателей. Экспериментальные исследования указывают, что значительные колебания (пульсации) давления во впускном и выпускном трактах приводят к существенному уменьшению КПД компрессора и турбины ТК. Соответственно эти колебания (пульсации) газовых потоков могут привести к ухудшению технико-экономических показателей ДВС в целом.

В известной литературе, посвященной теории рабочих процессов и конструированию поршневых ДВС с турбонаддувом и без, установка турбокомпрессора рассматривается как действенный метод увеличения массового расхода воздуха через цилиндры двигателя, что приводит к увеличению удельной мощности и улучшению его технических характеристик [2; 66; 120; 121]. Исследованию и совершенствованию впускных и выпускных систем наддувных поршневых ДВС посвящены научно-технические работы [9; 10]. Однако в них исследования проводились, в основном методами физико-математического моделирования и/или экспериментально посредством продувок трактов ДВС в стационарных условиях. Следует подчеркнуть, что в литературе фактически не затрагивается проблема о роли ТК в формировании механизма процессов (формировании внешней турбулентности из-за

механического воздействия лопаточного аппарата на поток), происходящих в трактах. В указанной выше литературе с газодинамической точки зрения турбину турбокомпрессора обычно рассматривают как статический элемент газовоздушного тракта, создающую местное гидравлическое сопротивление и вместе с тем, являющуюся техническим способом повышения удельной мощности поршневого двигателя. При этом, очевидно, что установка ТК приведет к существенному изменению тепломеханических характеристик потоков воздуха на впуске и газа на выпуске, выражающееся, в частности, в появлении колебаний потока разной природы.

Как отмечалось выше, на данный момент существует достаточно большое количество литературы, в которой рассматриваются различные конструкции и компоновки газовоздушных трактов поршневых двигателей внутреннего сгорания с турбонаддувом и без. Однако в данных работах практически отсутствует обоснование предлагаемых конструктивных решений на основе анализа газодинамических и теплообменных характеристик процессов впуска и выпуска. Только в отдельных монографиях [9; 10] приводятся расчетно-аналитические и экспериментальные данные по результатам расчетов, исследований, испытаний и эксплуатации, подтверждающие рациональность того или иного конструктивного (технологического) решения. Таким образом можно отметить, что до настоящего времени недостаточное внимание уделяется научно-исследовательскому обеспечению проектирования впускных и выпускных систем поршневых ДВС.

Как и в случае безнаддувных двигателей актуальным направлением является физико-математическое моделирование процессов во впускной и выпускной системах ДВС [122-129]. Однако, как отмечалось выше, рассматриваемые исследования опять же не учитывают нестационарность течения потока, характерного для двигателей с турбокомпрессором. Поэтому они могут рассматриваться исключительно как дополнение или базу для экспериментальных исследований на динамических моделях или реальных двигателях.

В литературе также можно найти описание довольно большого количества экспериментальных установок для изучения процессов газообмена поршневых двигателей с турбонаддувом [130-135]. Однако и в этих работах исследования чаще

всего проводились в статическом, реже динамическом режимах течений воздуха и газов с замером средних значений параметров потока.

Рассмотрим некоторые показательные работы, направленные на совершенствование процессов газообмена в двигателях с турбонаддувом.

В работе [136] исследовались проблемы взаимодействия закрутки и турбулизации потока как самостоятельных факторов процесса сгорания. Осуществлялось изменение конфигурации впускного канала в головке цилиндра и максимальная высота подъема впускного клапана для того, чтобы скорость течения и вихревое отношение варьировались в широких пределах.

Работа [137] посвящена экспериментальному исследованию осредненной и пульсационной скорости потока воздуха в цилиндре вблизи впускного клапана в условиях стационарной продувки, а также влиянию конфигурации впускного канала в головке цилиндров на кинематику движения воздушного потока в нем.

В [138] изучался клапанный узел с определением расхода воздуха, потери давления и частоты вращения закрученного потока воздуха в цилиндре. Показано, что улучшить газодинамические характеристики впускной системы можно за счет применения козырька (ширым) на тарелке впускного клапана. Однако это приводит к некоторому увеличению гидравлического сопротивления клапанного узла.

В работе [132] подтверждаются классическое утверждение, что скоростные характеристики потока воздуха во впускном тракте должны быть оптимальными в широком диапазоне чисел оборотов коленчатого поршневого ДВС. Так чрезмерно низкая скорость потока ухудшает наполнение цилиндра вследствие снижения эффекта дозарядки, а слишком высокая скорость приводит к повышенным гидравлическим потерям на впуске (и опять же к уменьшению коэффициента наполнения).

Влияние разных конструктивных и режимных параметров на расходные характеристики во впускной системе двигателя с турбонаддувом определено в условиях стационарной продувки в [138; 139].

В ЦНИДИ была разработана [140] выпускная система дизелей с высоким и сверхвысоким турбонаддувом, оборудованная дополнительной камерой сгорания.

Система содержит как обычные элементы выпускных систем (выпускной трубопровод, клапаны, каналы в головке цилиндров, соединительные патрубки), так и узлы соединения дополнительной камеры сгорания с выпускным трубопроводом. Специальная конфигурация узла соединения КС и выпускного трубопровода должна обеспечивать постоянный поток продувочного воздуха, который поступает через байпас из системы впуска в камеру сгорания, и исключить заброс отработавших газов двигателя в полость КС. Заброс газов может быть исключен за счет создаваемой отработавшими газами поршневого ДВС эффекта эжекции, который обеспечивается геометрическими соотношениями размеров выпускного трубопровода и элементов полостей дополнительной камеры сгорания.

Рассмотрим некоторые направления исследований, связанные с изучением течений газовых потоков после компрессора ТК.

Известно, что подвод энергии к потоку в рабочем колесе центробежного компрессора, вызывающий повышение давления, опережающее рост температуры воздуха, приводит к повышению коэффициента наполнения [141].

Особенности газодинамических процессов (повышенная степень турбулентности) во впускной системе поршневого двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом связаны с возмущением потока в компрессоре. Это воздействие усиливается по мере приближения турбокомпрессора к режимам помпажа, а также отраженными от клапанного узла волнами давления, распространяющимися по впускным трубопроводам [142].

Исследование турбулентности, генерируемой колесом центробежного компрессора ТК, приведено в [143, 144]. В первой из них измерение профиля турбулентных пульсаций и средней скорости на выходе из сборной улитки компрессора ТКР14 показало, что уровень интенсивности турбулентности составляет 5-6 % в ядре потока, и возрастает до 8-9% на периферии. Опыты проводились в режиме продувки центробежного компрессора без вращения рабочего колеса при расходах воздуха ниже номинальных в 2,0-2,5 раза. Таким образом рассматриваемый метод

не позволял создавать пульсации, возбуждаемые самим рабочим колесом. Полученный уровень интенсивности турбулентности всего в 2-3 раза превышает соответствующий уровень при течении воздуха в трубопроводах.

В работе [144] представлены результаты экспериментальных исследований турбулентности воздушного потока за центробежным компрессором ТК во впускном трубопроводе работающего двигателя. Установлено, что на выходе из компрессора ТК интенсивность турбулентности составляет 13-15 %, и далее по длине тракта возрастает до уровня 30-50 % при одновременном уменьшении средней скорости потока, что объясняется уменьшением расхода воздуха через наиболее удаленную часть трубопровода. Таким образом показано, что возмущение потока воздуха вращающимся рабочим колесом компрессора ТК и его газодинамическая нестационарность, связанная с циклическим характером работы ДВС, приводят к увеличению интенсивности пульсационных составляющих скорости до 30-50 %.

Таким образом следует отметить, что у исследователей и инженеров не сложилось общего мнения о роли турбулентности в газовоздушных трактах: положительна или отрицательна она в отдельных процессах и в цикле в целом.

В большинстве научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, направленных на исследование процессов газообмена в газовоздушных трактах двигателей с турбонаддувом чаще всего не затрагиваются вопросы влияния газодинамики на интенсивность теплоотдачи, которая определяет уровень подогрева воздуха (топливно-воздушной смеси) во впускной системе, и тепловую напряженность в выпускной системе. Влияние теплообмена в газовоздушных трактах на показатели цикла поршневого ДВС с турбонаддувом и прочность его основных систем и узлов является многофакторным и весьма сложным.

Изучение вопросов, связанных с температурой газовых потоков во впускном и выпускном трубопроводах, актуально по следующим основным причинам [145; 146]:

- дополнительный подогрев воздуха, поступающего в двигатель, повышает термическую напряженность основных деталей цилиндропоршневой группы, что может привести к снижению надежности поршневого ДВС;

- для подачи в двигатель того же количества подогретого воздуха требуется более высокая степень повышения давления в компрессоре ТК и, соответственно, более высокая (в квадрате) частота вращения ротора турбокомпрессора, поэтому повышается механическая напряженность деталей двигателя и ТК, что также может привести к снижению надежности ДВС;
- снижение пульсаций и интенсивности локальной теплоотдачи на протяжении как впускного, так и выпускного тракта позволяет уменьшить величину термических напряжений в их конструктивных элементах и, соответственно, увеличить моторесурс поршневого двигателя.

Дополнительно отмечается, что особо важное влияние на рабочий процесс ДВС с ТК оказывают процессы теплообмена в выпускном трубопроводе, поскольку повышение температуры отработавших газов, связанное как с увеличением температуры окружающей среды, так и с ухудшением процесса сгорания, может привести к изменению режимов совместной работы двигателя и агрегата наддува [147].

1.3. Выводы и постановка задач исследования

Изучив экспериментальные установки, методы исследований и получив представления о механизме процессов газообмена, происходящих в газоздушных трактах, рассмотрим основные требования к впускным и выпускным системам поршневых двигателей.

Впускные и выпускные системы проектируют, исходя из условий обеспечения следующих многофункциональных требований:

1. Возможно более высокого значения коэффициентов наполнения и коэффициента остаточных газов, которые являются характеристиками, определяющими оптимальные значения технико-экономических показателей двигателей, уровни дымности и токсичности отработавших газов.

Общей рекомендацией [148] для совершенствования газовоздушных трактов является выполнение каналов плавных очертаний для предотвращения резких изменений направления потока и площади проходного сечения. В частности, для равномерного распределения свежего заряда по цилиндрам впускные трубопроводы делают круглой или слегка овальной формы. Однако, в литературе фактически нет данных по исследованию влияния каналов с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника во впускных и выпускных системах на газодинамические и теплообменные характеристики процессов газообмена.

Другой общей рекомендацией для повышения качества газообмена является конструирование впускных и выпускных систем с минимальным гидравлическим сопротивлением.

Например, на основании руководств по эксплуатации различных производителей двигателей, можно привести следующие данные по впускным и выпускным системам различных двигателей. Так общее сопротивление впускной системы газовых двигателей Caterpillar G3600-G3300 ограничено максимальным значением 3,8 кПа. Значение же противодавления системы выпуска этих двигателей лимитировано значением 6,7 кПа в двигателях с турбонаддувом и 3,0 кПа в случае без него. Известно, что слишком большое сопротивление выпускной системы может вызвать повышение температуры отработавших газов и соответственно привести к потере мощности.

Фирма Cummins для двигателей серий K38 и K50 устанавливает максимально допустимое сопротивление впускной системы на уровне 5,05 кПа с чистым фильтрующим элементом и 6,05 кПа с загрязненным фильтром. Максимальное же противодавление системы выпуска у данных двигателей составляет 1,0 кПа.

Отечественный производитель двигателей грузовых автомобилей КАМАЗ ограничивает максимально допустимое сопротивление впускной системы на уровне 6,86 кПа, а по выпускной системе данные отсутствуют.

Такое внимание производителей поршневых двигателей к гидравлическому сопротивлению газовоздушных трактов свидетельствует о важности исследования

газодинамики и теплообмена во впускных и выпускных трубопроводах с фильтрующими элементами (создающими разную величину гидравлического сопротивления).

2. Оптимальной зависимости коэффициента наполнения от числа оборотов коленвала (от холостого хода до номинальных и соответствующих режиму максимального крутящего момента), которая определяет динамические показатели поршневого ДВС.

Данное требование обычно достигается тщательной конструктивной и технологической доводкой отдельных узлов и деталей впускной системы поршневого двигателя.

3. Минимального подогрева воздуха, от которого зависит масса воздушного заряда цилиндров, пропорционального произведению плотности воздуха на коэффициент наполнения.

Минимального подогрева воздуха можно добиться за счет стабилизации течения потока воздуха во впускном трубопроводе и, соответственно, снижения интенсивности локального коэффициента теплоотдачи.

4. Минимального нагрева стенок выпускного трубопровода в поршневых ДВС с турбонаддувом. Это необходимо для того, чтобы увеличить количество теплоты, которое может полезно сработать в турбине ТК, а не «уйти» в стенки выпускного трубопровода.

Для выполнения этого требования необходимы детальные исследования локальной теплоотдачи в выпускном тракте конкретного поршневого ДВС с целью нахождения способов совершенствования теплообмена в процессе выпуска.

5. Возможно меньшего разброса цикловых подач воздуха по отдельным цилиндрам, что позволяет свести к минимуму неравномерность состава горючей смеси, уменьшить разбег величин энергии смесеобразования и, соответственно, обеспечить лучшее сгорание, что позволит снизить выбросы токсичных веществ и сажи с отработавшими газами.

6. Использование динамических явлений колебательного столба газов в трубопроводах между цилиндрами и объединяющим их ресивером.

Колебания столба воздуха во впускной системе в течение рабочего цикла двигателя можно использовать для создания, так называемого, динамического наддува, что приведет к увеличению коэффициента наполнения поршневого двигателя.

В выпускной системе поршневого ДВС, соединяя выпускной трубопровод с несколькими цилиндрами, можно добиться того, чтобы активный выпуск происходил из одного цилиндра; в это время в других цилиндрах будет происходить наполнение и принудительный выпуск. Выпускной трубопровод в этом случае делают в виде асимметричного эжектора, который во время активного выпуска из одного цилиндра подсасывает газы из другого (т. е. используют эффект эжекции в процессе выпуска).

При этом, известно, что общая компоновка впускного тракта и конструкция отдельных его узлов и деталей определяют эффективность процессов наполнения и смесеобразования. Например, на одном и том же дизеле разность по мощности и топливной экономичности между вариантами с «удачной» и «неудачной» конструкцией впускной системы при прочих равных условиях может достигать до 20 %, а по дымности и токсичности отработавших газов до 50 % [148].

При этом всегда нужно помнить, что вследствие большой сложности газодинамических и теплообменных процессов, протекающих во впускных и выпускных системах поршневых двигателей, их доводку следует проводить только на основании результатов экспериментальных исследований [148].

Таким образом следующие задачи диссертационной работы могут быть сформулированы после проведенного анализа литературных данных (они также представлены во введении).

1. Установить степень газодинамической нестационарности газовых потоков во впускных и выпускных трубопроводах поршневых ДВС и на этой основе провести анализ ее влияния на локальную теплоотдачу;

2. Разработать методики исследования тепломеханических процессов во впускных и выпускных трубопроводах поршневых двигателей с учетом газодинамической нестационарности;

3. Выявить физические особенности газодинамических условий теплоотдачи высокочастотного, пульсирующего потока в газовоздушных трактах двигателей;
4. Установить влияние конфигурации газовоздушных трактов и наличия дополнительных элементов в системах впуска и выпуска (компрессора и турбины, фильтра, глушителя) на газодинамические и тепломеханические характеристики газовых потоков в поршневых ДВС;
5. Выявить особенности тепломеханических характеристик газовых потоков во впускном и выпускном трубопроводах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него, а также установить зависимости изменения мгновенных значений местных скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи потоков в газовоздушных трактах ДВС при разных режимах работы поршневого двигателя и турбокомпрессора;
6. Получить и обобщить экспериментальные данные по мгновенному локальному коэффициенту теплоотдачи в газовоздушных трактах поршневого ДВС с турбонаддувом и без него;
7. На основе полученных данных, выполнить в специализированных программных комплексах математическое моделирование рабочих процессов полноразмерных поршневых двигателей с учетом газодинамической нестационарности процессов и геометрической конфигурации впускных и выпускных трубопроводов с целью оценки влияния совершенствования газообмена на технико-экономические показатели ДВС;
8. Разработать проектно-внедренческие решения для предлагаемых способов повышения качества газообмена в двигателях: увеличения расхода воздуха через впускную систему (повышения коэффициента наполнения) и улучшения очистки цилиндров от отработавших газов (снижения коэффициента остаточных газов).

Таким образом перед проведением научно-исследовательской работы по повышению качества газообмена в поршневых ДВС можно сформулировать несколько возможных методических положений исследования и совершенствования процессов в газовоздушных трактах, а именно:

1. Для того чтобы производить расчет процессов в энергетических машинах и установках, работающих в пульсирующих режимах (в условиях высокой степени нестационарности течений газов в их проточных частях), оценивать их реальные технические, экономические и экологические характеристики, а также максимально эффективно управлять ими необходимо разрабатывать показатели, позволяющие достаточно точно определять степень газодинамической нестационарности течения газов. Соответственно, одной из актуальных задач является получение надежных данных о степени нестационарности пульсирующих течений газов и разработка критериев для определения степени нестационарности.

2. Изучение процессов газообмена необходимо проводить в условиях газодинамической нестационарности. Только в этом случае можно получить корректные данные о механизмах явлений, происходящих во впускных и выпускных системах. При этом следует учитывать, что современные системы сбора и обработки экспериментальных данных, а также измерительная аппаратура позволяют регистрировать и интерпретировать быстроменяющиеся физические параметры, характерные для газовоздушных потоков в поршневых ДВС.

3. Использование поперечного профилирования впускных и выпускных коллекторов на основе несимметричных поперечных сечений (квадрат, треугольник). Поскольку известно, что при течении воздуха каналах с несимметричным поперечным сечением в углах сечений образуются устойчивые вихревые структуры, которые могут стабилизировать течение в газовоздушных трактах поршневых ДВС. Таким образом, поперечное профилирование может привести к увеличению расхода свежего заряда и газа через впускную и выпускную систему, что соответственно, приведет к повышению коэффициента наполнения цилиндра, а также снижению коэффициента остаточных газов.

4. Использовать изменение продольной конфигурации (продольное профилирование) впускных трубопроводов и выпускных трубопроводов на основе конфузорно-диффузорных участков. Поскольку, известно, что при течении воздуха в подобных каналах, происходит изменение режима и структуры пульсирующего газо-

вого потока, его стабилизация (значительно снижаются пульсации скорости и давления потока) за счет поджатия потока в конфузоре и торможения в диффузоре. Это в свою очередь может привести к увеличению расхода воздуха и газа через впускную и выпускную систему, что соответственно, приведет к повышению коэффициента наполнения цилиндра и снижению коэффициента остаточных газов, а также естественному снижению аэродинамического шума поршневого двигателя в целом.

5. Использование конструктивных мер для создания области разряжения в выпускном тракте. Подобные принудительные меры позволяют получить область разряжения сразу за каналом в цилиндре и стабилизировать (выровнять) поток в системе выпуска. В результате этого достигаются те же преимущества, что и в предыдущем пункте.

6. Оперативная регулировка расходов, в частности, путем управляемого сброса наддувочного воздуха за компрессором турбокомпрессора на отдельных режимах с целью согласования с работы поршневого двигателя с ТК. Данная мера также должна привести к стабилизации потока воздуха во впускной системе поршневого ДВС с турбонаддувом.

7. Проведение физико-математического моделирования рабочих процессов полноразмерных поршневых ДВС с модернизированными впускными и выпускными трактами с целью оценки влияния тех или иных мер на их технико-экономические показатели.

2. ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПРИРОДА ПРОЦЕССОВ ВО ВПУСКНЫХ И ВЫПУСКНЫХ КАНАЛАХ

У большого количества энергомашин рабочий процесс осуществляется в пульсирующих режимах (с высокой степенью нестационарности течения газов в их проточных трактах). Среди них можно выделить лопаточные машины, компрессоры, конечно, двигатели внутреннего сгорания и многие другие. Известно, что в поршневых ДВС может совершаться свыше 50 рабочих циклов в секунду. Периоды газообмена современных двигателей составляют сотые и даже тысячные доли секунды. Потоки газа во впускных и выпускных трактах ускоряются и замедляются с частотой до 100 Гц, а иногда и выше. Поэтому прежде, чем проводить исследования газодинамики и теплообмена, анализировать полученные данные и делать выводы необходимо получить более четкие представления о тепломеханической природе процессов, происходящих в газоздушных трактах поршневых двигателей. Также заранее следует определить степень газодинамической нестационарности этих процессов. Другой важной задачей является выбор методик исследования процессов в нестационарных условиях. При этом, как было показано в предыдущей главе, на сегодняшний день чаще всего используются стационарные и квазистационарные подходы при исследовании процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей, а это может привести к существенным погрешностям и получению недостоверных результатов, поскольку известно, что нестационарность существенно влияет на механизмы процессов переноса [149].

Дополнительный анализ литературных источников показывает, что проблемами изучения структуры нестационарных (пульсирующих) течений, а также физико-математическими и экспериментальными подходами к описанию газодинамических и тепловых процессов в нестационарных течениях активно занимаются многие специалисты. Так, исследованиями потоков в условиях газодинамической нестационарности посвящено много работа авторов В. М. Краев, Н. И. Михеев, И. А. Давлетшин, В. В. Кузьмин [150-153]. Комплексным исследованием турбулентных течений методами численного моделирования активно занимается

С. А. Исаев [154-156]. Экспериментальным методам измерений нестационарных течений посвящены работы В. И. Терехов, Д. М. Маркович, С. З. Сапожников [156-162]. Авторами показано, что квазистационарные методы исследования имеют ограниченную область применения; экспериментальное изучение нестационарных турбулентных течений имеет специфические особенности и предъявляет высокие требования к средствам измерений. При этом, отмечаются сложности применения численных методов к нестационарным пульсирующим течениям, которые заключаются в проблеме создания базовой модели турбулентного потока, а также в использовании динамических сеток.

При этом, как отмечалось, в предыдущей главе фактически отсутствуют исследования газодинамических и теплообменных характеристик потоков во впускных и выпускных трубопроводах в условиях газодинамической нестационарности поршневых двигателей. Поэтому сначала целесообразно изучить тепломеханическую природу процессов, происходящих в газоздушных трактах поршневых ДВС. И уже на основании этих данных разрабатывать подходы по совершенствованию газообмена.

В качестве примера рассмотрим вид типичного периода изменения скорости потока отработавших газов в выпускном канале ДВС, который приведен на рисунке 2.1 (график получен на модели поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 при частоте вращения коленвала 1500 мин^{-1} и для начального избыточного давления на выпуске 2 бара).

Из рисунка 2.1 видно, что длительность рабочего цикла поршневого двигателя при частоте вращения коленвала 1500 мин^{-1} составляет 0,08 с, при этом длительность процесса выпуска (временного периода, когда открыт выпускной клапан) – 0,0271 с, а время нарастания скорости после открытия выпускного клапана – 0,0063 с (и за это время в выпускном канале достигается скорость отработавших газов около 100 м/с).

Таким образом, можно предположить, что процессы газообмена в двигателях являются высокочастотными, нестационарными процессами. Соответственно для

того чтобы оценить реальные технические, экономические и экологических характеристики поршневых двигателей с турбонаддувом и без, корректно производить расчет, происходящих в них тепломеханических процессов, а также эффективно управлять ими, необходимо разработать показатели, позволяющие однозначно определять степень нестационарности течения газов и прогнозировать ее влияние на теплообмен.

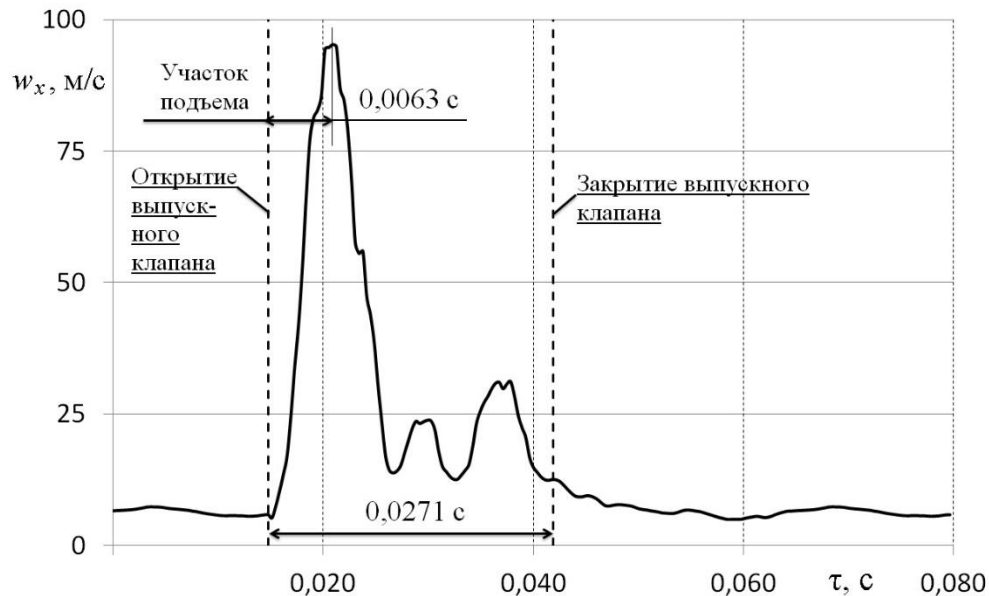


Рисунок 2.1 – Зависимость локальной скорости потока воздуха w_x в выпускном канале от времени τ при частоте вращения коленвала 1500 мин^{-1} для поршневого ДВС размерности 8,2/7,1: внутренний диаметр канала $d = 30 \text{ мм}$; расстояние до контрольного сечения от входа в канал $l_x = 110 \text{ мм}$

Также можно предположить, что при таких условиях осуществления рабочего цикла двигателя стационарные методики исследования могут применяться лишь для качественной оценки отдельных параметров процессов газообмена. Для исследования термомеханики процессов газообмена и их совершенствования необходимо использовать методики, которые учитывают газодинамическую нестационарность процессов.

Поэтому актуальной задачей становится получение сведений о процессах переноса в газоздушных трактах поршневых ДВС в динамике, а также сведений об

уровнях нестационарности процессов при пульсирующих течениях газов в различных энергоустановках и разработка методик оценки влияния этой нестационарности на интенсивность теплоотдачи.

2.1. Характерные времена переходных процессов при нестационарном течении газов в круглых каналах

Известно, что видов нестационарности может быть множество в зависимости от конкретных энергетических установок и режимов их работы. И все они имеют свои особенности и характеристики. В данной работе рассматривалось нестационарное течение газовых потоков, характерное для рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания.

Сначала рассмотрим экспериментальную установку для определения степени нестационарности газовых потоков в круглых каналах, а также систему сбора и обработки экспериментальных данных.

В данном случае в качестве модельного процесса был выбран переходный процесс, характерный для газоздушных каналов поршневых ДВС, а именно, восстановление течения, когда после паузы открывается впускной или выпускной клапан.

Исследования проводились на лабораторной установке, схема которой показана на рисунке 2.2. В ней сжатый воздух из компрессора 1 подавался в бак-ресивер 2, который имел выравнивающую решетку для стабилизации потока. Из бака-ресивера воздух поступал в цилиндр-дутьевую камеру 3 (имеющую хонейкомб). Откуда, воздух подавался в исследуемый трубопровод 4 общей длиной 1000 мм и внутренним диаметром 30 мм. В исследуемом трубопроводе устанавливались датчики термоанемометра для определения мгновенных значений скорости потока воздуха. Пульсирующий (нестационарный) режим течения (переходный процесс) в системе создавался с помощью перепускного клапана 5. В исследуемом трубопроводе имелось 4 контрольных сечения на расстояниях от окна в головке цилиндра $l_1 = 150$ мм, $l_2 = 300$ мм, $l_3 = 600$ мм и $l_4 = 900$ мм.

ром 5 мкм и длиной 5 мм являлась чувствительным элементом датчиков термоанемометра. Максимальная систематическая ошибка измерения скорости потока воздуха составляла 5,36 % (оценку погрешности измерений см. в приложение 1).

В данном исследовании осуществлялась динамическая тарировка термоанемометра с целью определения постоянной времени термоанемометра. В результате установлено, что она не превышает 3,5 мс и снижается с ростом скорости потока газа, омывающего нить. Обзор литературы и дальнейшие эксперименты показали, что такая величина быстродействия является достаточной в исследованном диапазоне скоростей газового потока, поскольку постоянная времени термоанемометра на всех режимах была в 3-5 раз меньше, чем время прохождения фронта пульсации. Такие соотношения удовлетворяют требованиям, предъявляемым к измерительным системам [164, 165]. Подробнее о методе термоанеомонтирования для данного исследования будет изложено в главах 3 и 4.

Для сбора и обработки данных на базе АЦП (аналого-цифрового преобразователя) была разработана автоматизированная система, позволяющая передавать экспериментальные данные в персональный компьютер в режиме реального времени. Подробно система сбора и обработки данных для данного исследования также будет описана в главе 3.

Методика проведения опытов состояла в следующем. Запускался компрессор (см. рисунок 2.2) и через определенный промежуток времени устанавливался стационарный режим течения газа в трубопроводе, что контролировалось с помощью термоанемометров. При этом измерительная нить одного из датчиков термоанемометров находилась примерно в середине канала, перпендикулярно движению потока воздуха в нем. А другая нить была установлена на расстоянии $0,2d$ от стенки канала в таком же положении по движению потока воздуха. После чего перепускной клапан закрывался и воздух сбрасывался в атмосферу, минуя исследуемый трубопровод. Вновь осуществлялась выдержка до достижения стационарного режима течения потока воздуха в трубопроводе. После чего клапан резко открывался, и воздух снова направлялся в исследуемый трубопровод.

С целью определения степени влияния газодинамической нестационарности на интенсивность теплоотдачи в трактах газообмена поршневых ДВС проводились исследования на одноцилиндровой модели поршневого двигателя размерности 8,2/7,1 (подробное описание экспериментальных установок для исследования процессов газообмена в поршневых ДВС представлено в главах 3 и 4).

Механизм газораспределения экспериментальной установки заимствован от автомобильного двигателя ВАЗ-ОКА (2Ч 8,2/7,1). Периоды фаз газораспределения и величина подъема клапанов экспериментальной установки соответствовали параметрам для данного двигателя. Привод коленчатого вала осуществлялся с помощью электрического двигателя, частота вращения которого находилась в диапазоне от 600 до 3000 мин⁻¹ (регулирование происходило с помощью преобразователя частоты с точностью $\pm 0,1\%$). На рисунке 2.4 представлена конфигурация рабочего участка (впускного тракта) одноцилиндровой установки.

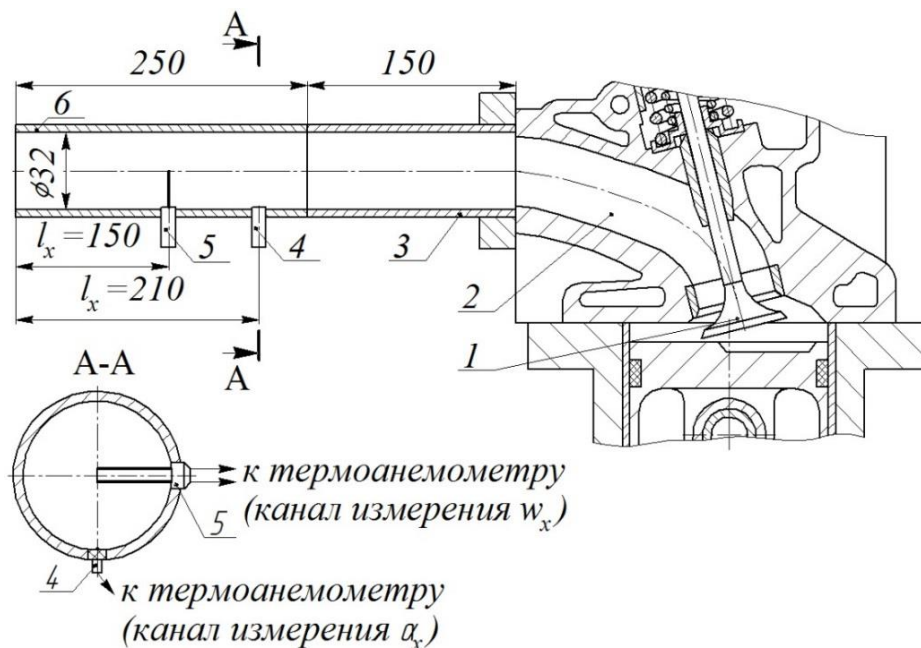


Рисунок 2.4 – Исследуемая конфигурация впускной системы экспериментальной установки: 1 – впускной клапан; 2 – криволинейный канал в головке цилиндра; 3 – впускной трубопровод; 4 – датчик термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи; 5 – датчик термоанемометра для определения скорости потока; 6 – измерительный канал

Опыты на модели поршневого двигателя проводились в статическом и динамическом режимах продувки газовоздушных трактов.

При исследовании процесса впуска в статическом режиме, который служил базовым, впускной клапан находился в открытом положении, а движение воздуха создавалось небольшим эксгаустером (насосом), отсасывающим воздух из полости цилиндра. И наоборот, при исследовании процесса выпуска в статическом режиме, выпускной клапан также находился в крайнем верхнем (открытом) положении, а движение воздуха создавалось компрессором, нагнетающим воздух через цилиндр в выпускную систему.

В динамическом режиме при вращении коленчатого вала с помощью электрического двигателя, клапаны открывались и закрывались в соответствии со штатными фазами газораспределения автомобильного двигателя ВАЗ-ОКА.

Таким образом, были разработаны методика оценки степени нестационарности газовых потоков в условиях, характерных для процессов газообмена поршневых ДВС, а также создана система сбора и обработки экспериментальных данных, имеющая необходимые быстродействие, точность и надежность.

На рисунке 2.5 показаны зависимости скорости потока воздуха w_x в круглом канале от времени после открытия перепускного клапана и подачи воздуха в исследуемый трубопровод. Рассматриваемые графики получены для стационарного течения воздуха в контрольном сечении на расстоянии $l_x = 300$ мм от входа в канал при средней скорости $\bar{w} = 20$ м/с. Подобные осциллограммы получены для средних скоростей потока равных 20 и 24 м/с для всех исследуемых контрольных сечений по длине трубопровода.

Установлено, что сразу после открытия перепускного клапана наблюдается резкий рост скорости потока воздуха, а ее значения на некоторое время превышают среднюю скорость в канал \bar{w} (происходит так называемый «заброс скорости»). После чего поток стабилизируется: мгновенные значения w_x колеблются около средней величины. Данные закономерности течения характерны для всех скоростей потока воздуха в трубопроводе и всех контрольных сечений по длине трубопровода.

В результате опытов по зависимостям $w_x = f(\tau)$ (рисунок 2.5) определялись два характерных времени: время восстановления течения τ_v (время восстановления скорости потока до первоначального (среднего) значения) и время релаксации течения τ_p , когда после «заброса» w_x начинала колебаться около среднего значения [166]. Таким образом, для каждого контрольного сечения получали два значения характерных времен релаксации: одни значения для потока по оси, другие для течения вблизи стенки канала.

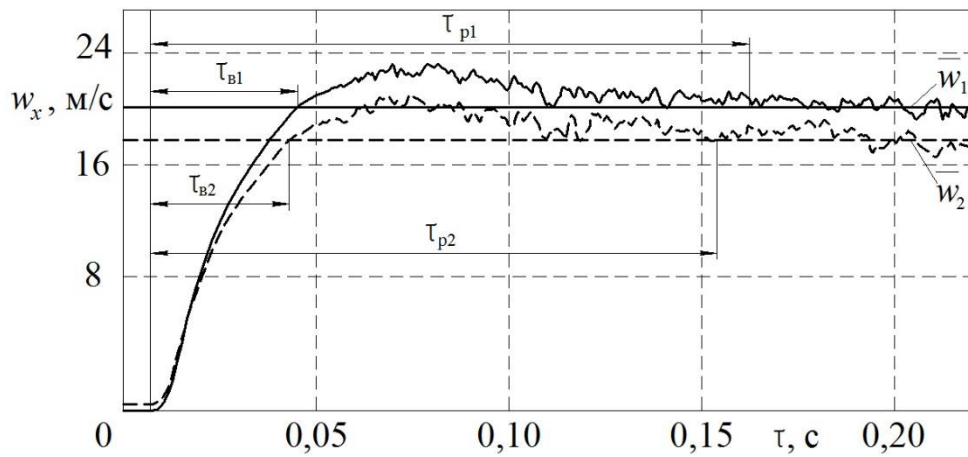


Рисунок 2.5 – Зависимости мгновенной скорости w_x потока газа в круглом канале от времени τ ($d = 30$ мм; $l_x = 300$ мм): ———— – средняя скорость в канале;

— — — — — скорость около стенки канала

τ_v – время восстановления; τ_p – время релаксации скорости потока газа;

\bar{w} – местная средняя скорость потока газа

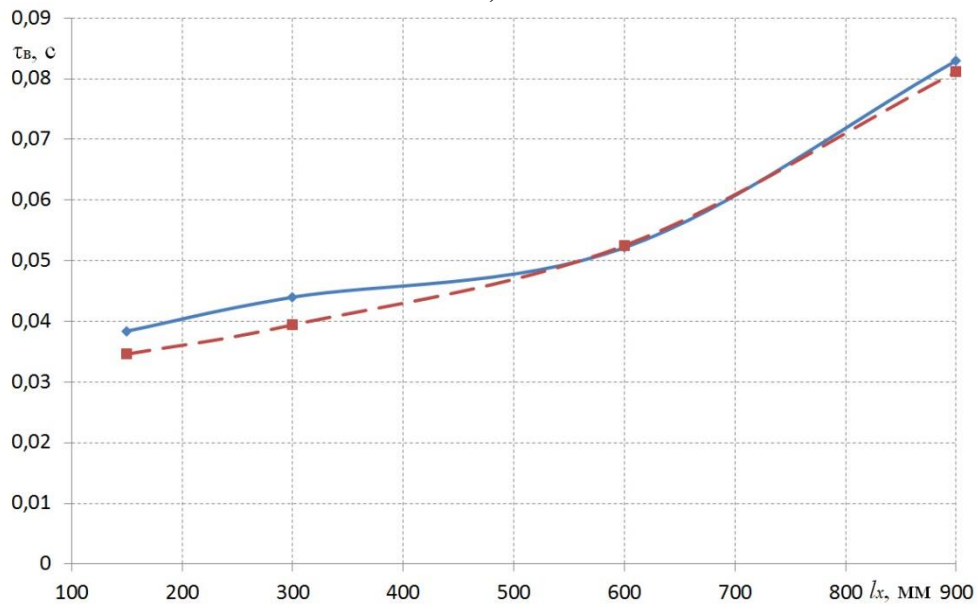
Индексы 1 и 2 соответствуют средней скорости потока газа на оси

и вблизи стенки канала

На рисунках 2.6 и 2.7 показаны зависимости времени восстановления и времени релаксации от длины канала для средних значений скорости потока воздуха 20 и 24 м/с, соответственно.

По зависимостям на рисунке 2.6 можно отметить, что при средней скорости потока 20 м/с время релаксации τ_p монотонно увеличивается вниз по течению, т.е. по мере удаления контрольного сечения от входа в трубопровод. Если при $l_1 = 150$ мм τ_{p1} составляет 0,112 с, то при $l_4 = 900$ мм $\tau_{p4} = 0,220$ с.

a)



б)

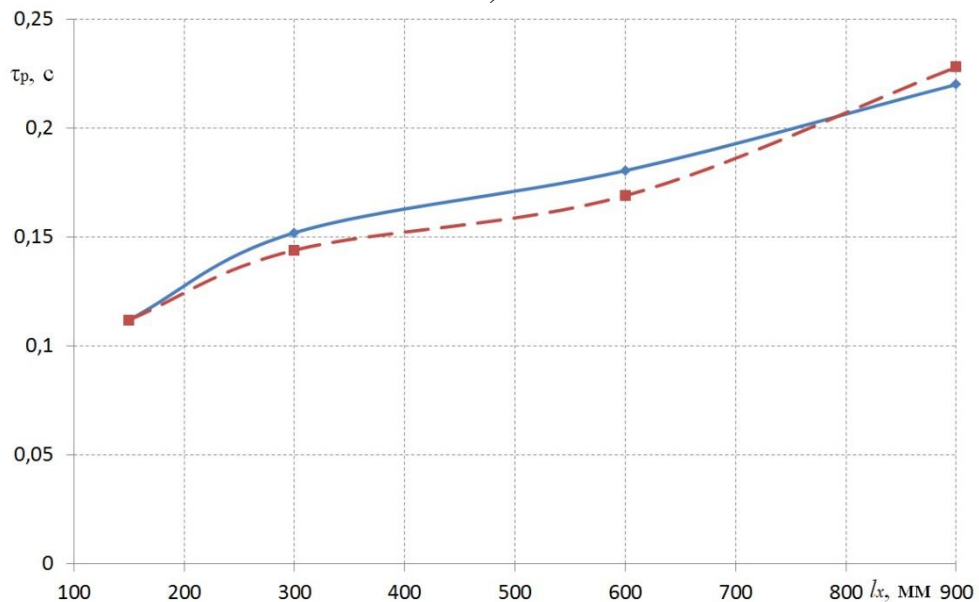


Рисунок 2.6 – Зависимость времени восстановления $\tau_{\text{в}}$ (а) и релаксации $\tau_{\text{р}}$ (б) от длины канала l_x для средней скорости потока в канале 20 м/с:

————— — датчик на оси канала; ----- — датчик около стенки

Следует подчеркнуть, что значение время релаксации значительно выше, чем время прохождения звуковой волны от головки цилиндра до мест установки датчиков, которое равняется 0,5 – 4,5 мс. Данный факт, вероятно, свидетельствует о существовании особых структурных условий стабилизации течения в подобных гидравлических системах. На это также указывает и небольшое различие (в пределах точности эксперимента) в значениях $\tau_{\text{р}}$ по оси и около стенки трубопровода. При

этом максимальные отличия значений τ_p , определяемые в центре канала и около его стенки составляют до 10,0 % от τ_{pi} .

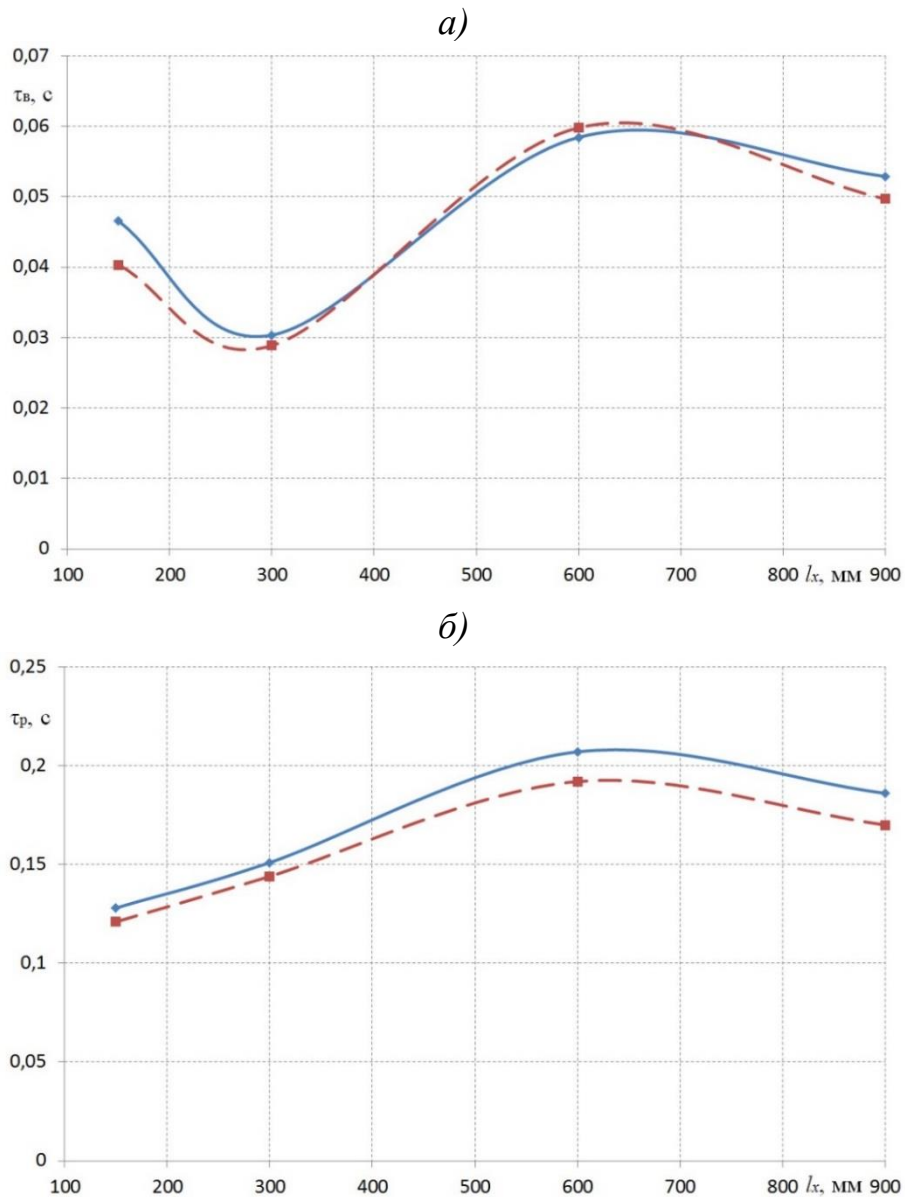


Рисунок 2.7 – Зависимость времени восстановления τ_b (а) релаксации τ_p (б) от длины канала l_x для средней скорости потока в канале 24 м/с:

————— — датчик на оси канала; ----- — датчик около стенки

Таким образом, по соотносению периода вынужденных пульсаций потока и времени релаксации можно определять степень нестационарности и, соответственно, возможны три случая:

1) если вынужденные пульсации потока газа в трубопроводе длиной до 150 мм были бы с периодом много меньшим, чем $\tau_{p1} = 0,112$ с, то течение следовало бы

характеризовать, как течение с высокой степенью нестационарности. В данном случае переходный режим течения в трактах энергоустановки еще не завершился, а на течение оказывается под воздействием очередного возмущения.

2) если пульсации течения были бы с периодом много большим, чем τ_p , то течение следовало бы считать квазистационарным (с низкой степенью нестационарности). В этом случае переходный гидродинамический режим успевает завершиться (а течение выровняться) до возникновения новых внешних возмущений.

3) если период пульсаций потока был близким к значению τ_p , то течение следовало бы характеризовать как нестационарное с нарастающей степенью нестационарности.

Установлено, что при $\bar{w} = 24$ м/с (рисунок 2.7) уже не наблюдается монотонный рост времени τ_p по мере удаления контрольного сечения от входа в исследуемый канал. Вероятно, это связано с перестройкой течения в канале уже при этом, возросшем значении скорости. Аналогичная картина наблюдается и для другого характерного времени – времени восстановления.

Следует отметить, что с ростом \bar{w} значения времен релаксации τ_p изменяются немонотонно. Так, с увеличением скорости с $\bar{w} = 20$ м/с до $\bar{w} = 24$ м/с изменение τ_p для контрольных сечений с 1 по 4 составляет соответственно + 12,5 %, – 0,66 %, + 12,8 %, – 18,3 %.

Далее рассмотрим особенности течения газа в выпускных трубопроводах поршневых ДВС без турбонаддува в качестве примера использования предложенных для оценки характерных времен. Сначала обратимся к рисунку 2.8, на котором изображены зависимости скорости потока отработавших газов w_x от угла поворота коленчатого вала φ (рисунок 2.8, а) и от времени τ (рисунок 2.8, б).

Данные зависимости получены на натурной модели одноцилиндрового поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 (кратко описанной выше, подробнее в главе 3). Из рисунка видно, что полученные зависимости $w_x = f(\varphi)$ являются малоинформативными, т.к. недостаточно точно отражают физический механизм процессов, которые наблюдаются в выпускном трубопроводе. Следует отметить, что именно в таком

виде подобные графики обычно представляются в области двигателестроения. Более корректно и информативно было бы дополнить эти осциллограммы временными зависимостями $w_x = f(\tau)$.

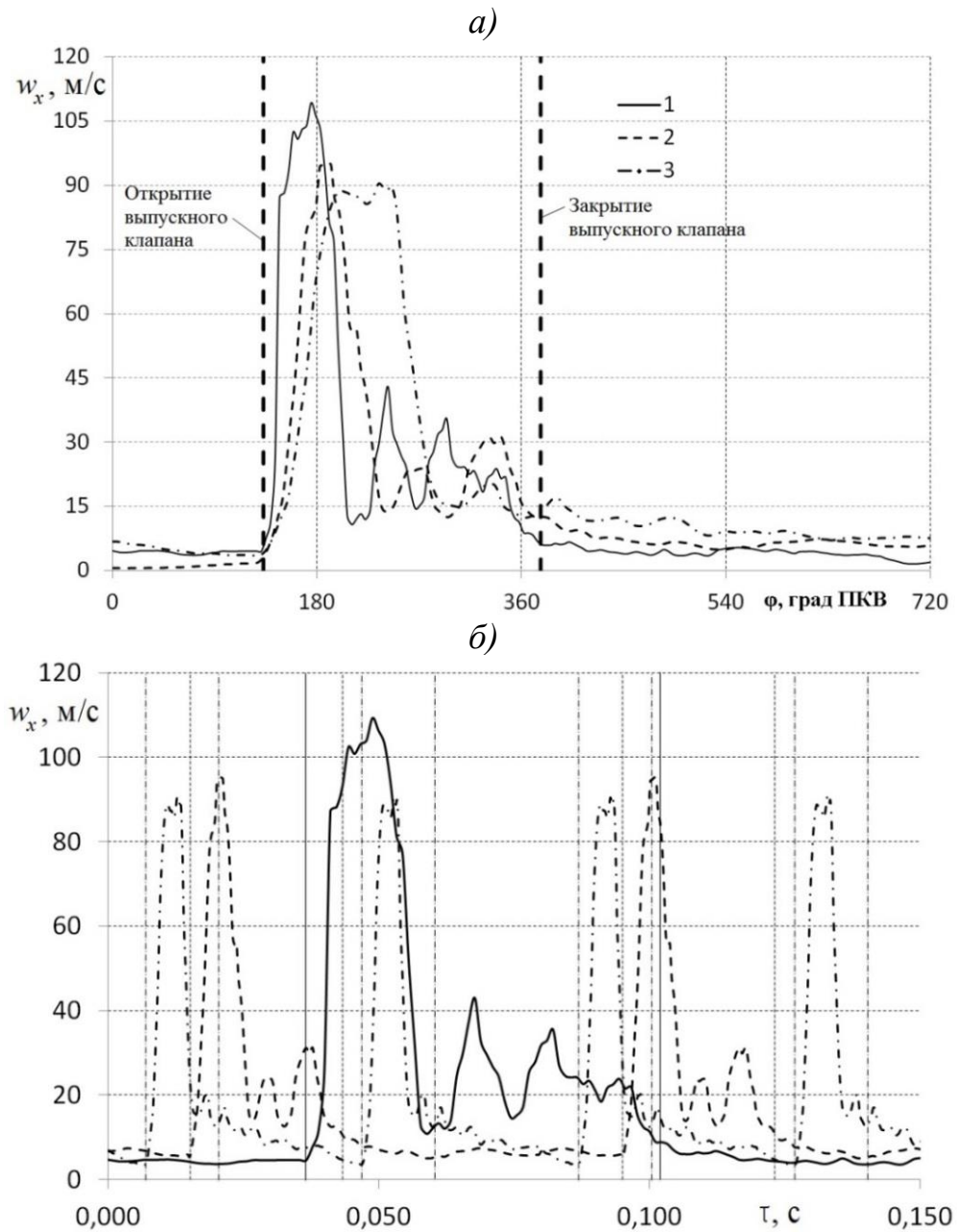


Рисунок 2.8 – Зависимости скорости потока воздуха w_x в выпускном канале для разных частот вращения коленчатого вала n :

а) от угла поворота коленчатого вала ϕ ; б) от времени τ

1 – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; 2 – 1500; 3 – 3000

(на рисунке 2.8, б вертикальными линиями показаны моменты открытия и закрытия выпускного клапана)

Теперь снова вернемся к рисунку 2.1 и проанализируем зависимость $w_x = f(\tau)$ для $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Напомним, что при данной частоте вращения коленчатого вала длительность всего процесса выпуска составляет 0,0271 с. После открытия выпускного клапана в выпускном трубопроводе начинается переходный газодинамический процесс. При этом можно выделить наиболее динамичный участок подъема (интервал времени, в течение которого происходит резкий рост скорости потока), его длительность составляет 0,0063 с. После этого происходит резкий спад скорости. Как было показано ранее (см. рисунок 2.6), для данной конфигурации гидравлической системы время релаксации составляет 0,112-0,220 с, т. е. значительно больше, чем продолжительность участка подъема. Подчеркнем, что периодичность самих процессов газообмена при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ составляет 0,02 секунды.

На основании этого, можно констатировать, что установившееся течение в газозооных трактах поршневых ДВС не формируется. Этот фактор существенно влияет на теплообменные характеристики (в частности, подогрев свежего заряда или охлаждение отработавших газов), а также на температурные напряжения во впускных и выпускных трактах [167]. При этом, очевидно, что стационарные методики исследования процессов в газозооных трактах не применимы. Аналогичный анализ был произведен и для процесса впуска поршневого ДВС, который также показал, что он происходит с высокой степенью нестационарности.

О высокой степени нестационарности процессов газообмена также свидетельствуют данные об ускорении потока в газозооных трактах. Максимальные значения ускорений потока для рассматриваемой конфигурации выпускной системы достигают $40\,000 \text{ м/с}^2$ при частоте вращения коленвала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Тогда как для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ эти значения достигают уже $60\,000 \text{ м/с}^2$ (подробнее см. ниже). Примечательно, что величины ускорений потока почти всегда несколько выше, чем замедлений. Далее проведем более подробный анализ основных характеристик процессов впуска и выпуска при нестационарном течении в газозооных трактах

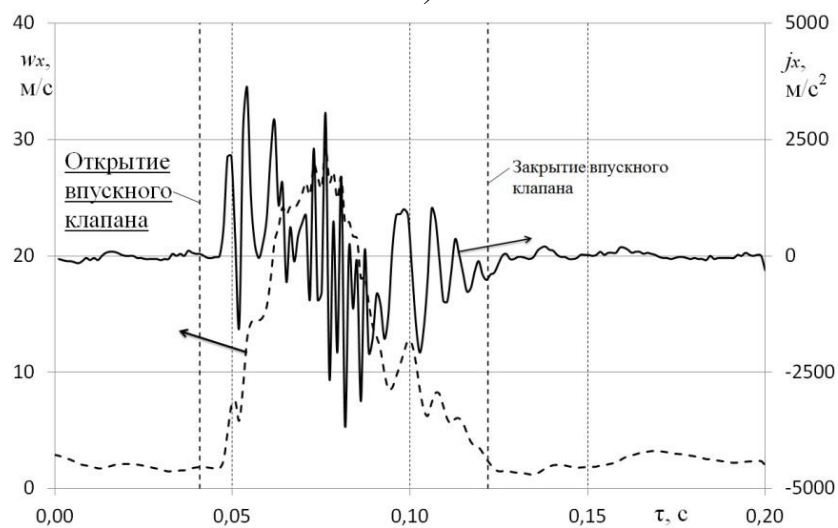
Начнем с газодинамических особенностей процесса впуска в поршневых двигателях. Особенностью данного процесса является то, что в атмосферных двигателях

лях (двигателях без турбонаддува) течение потока свежего заряда во впускном канале создается за счет разряжения, создаваемого поршнем в цилиндре при его движении от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ). Совсем другая физика потока присуща процессу впуска в двигателях с турбонаддувом, где течение потока свежего заряда создается уже за счет избыточного давления, создаваемого нагнетателем (в частности, компрессором турбокомпрессора). В данном разделе остановимся только на атмосферных двигателях. Особенности газодинамических и теплообменных характеристик двигателей с турбонаддувом и их отличиях от таковых без турбонаддува подробно рассмотрим в главах 3 и 4.

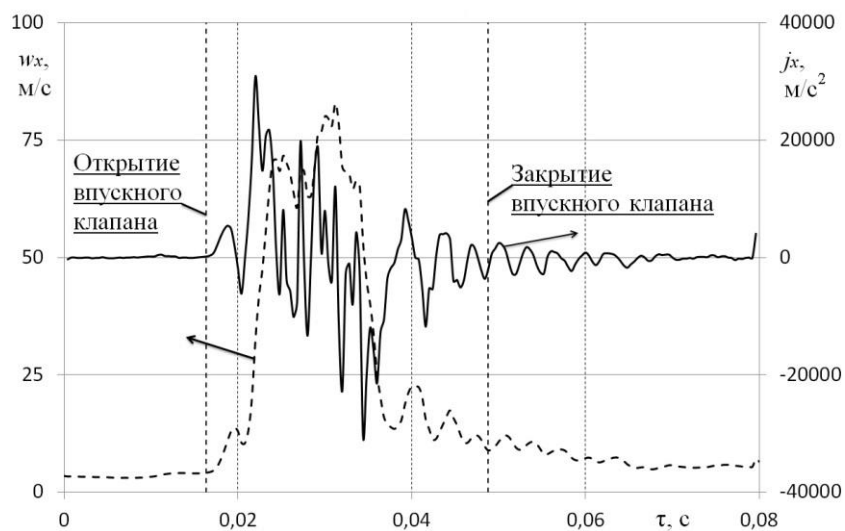
Об особых газодинамических условиях теплоотдачи в газовоздушных трактах поршневых ДВС свидетельствуют и данные об ускорении течения газовых потоков и их скорости нарастания давления. На рисунке 2.9 показаны совмещенные зависимости локальных скорости потока воздуха во впускном канале w_x и ускорения j_x от времени τ (в одном и том же контрольном сечении) при разных частотах вращения коленчатого вала двигателя. А на рисунке 2.10 показаны зависимости максимальных значений скорости потока воздуха $w_{x\max}$, его ускорения $j_{x\max}$ и замедления $g_{x\max}$ во впускном канале от частоты вращения коленчатого вала n двигателя. Экспериментальные данные получены на одноцилиндровой модели ДВС размерности 8,2/7,1, подробно описанной в главе 3.

Из рисунков 2.9 и 2.10 видно, что при частоте вращения коленчатого вала 600 мин⁻¹ значения ускорения потока достигают значения 3620 м/с², при средних значениях n значения ускорений составляют уже 31 000 м/с², и при $n = 3000$ мин⁻¹ величина ускорения потока достигает 115 000 м/с². То есть происходит рост ускорения потока с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя. При этом, можно наблюдать аналогичный рост максимальных значений скорости потока свежего заряда во впускном канале с 30 м/с для низких частот вращения коленчатого вала до 135 м/с для высоких частот. Величины замедлений потока свежего заряда также растут с увеличением частоты вращения коленчатого вала от 3600 до 75 000 м/с², что несколько ниже (до 30 %), чем величины ускорений.

а)



б)



в)

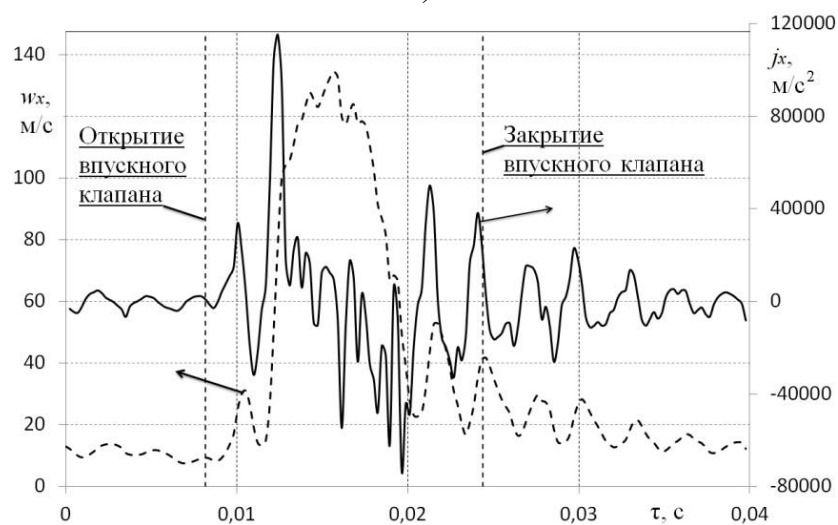
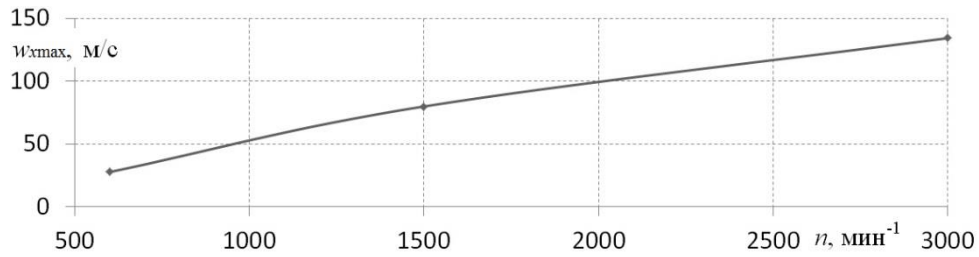


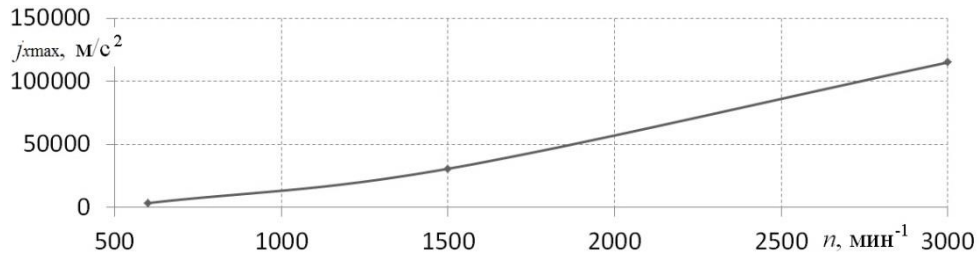
Рисунок 2.9 – Зависимости локальной скорости потока воздуха w_x (1) и ускорения j_x (2) времени τ во впускном канале при разных частотах вращения коленвала ($l_x = 150$ мм; $d = 32$ мм):

$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $б - n = 1500$; $в - n = 3000$

а)



б)



в)

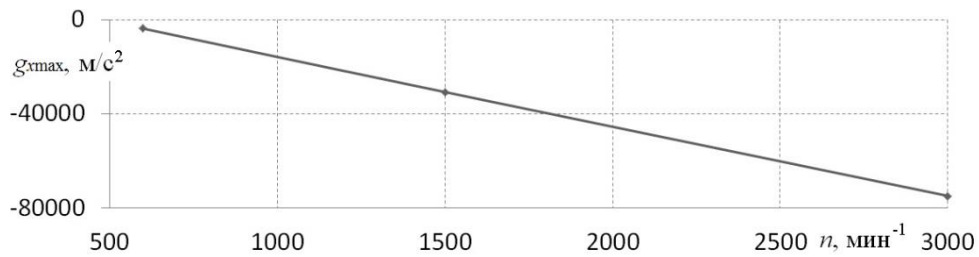


Рисунок 2.10 – Зависимости максимальных значений скорости потока воздуха w_{xmax} (а), его ускорения j_{xmax} (б) и замедления g_{xmax} (в) во впускном канале от частоты вращения коленчатого вала n двигателя ($l_x = 300$ мм; $d = 32$ мм)

Такие большие значения ускорений можно объяснить очень малым временным периодом процесса впуска. Как видно из рисунка 2.9, время рабочего цикла составляет от 0,2 до 0,04 с, а период процесса впуска – от 0,0162 до 0,0811 с. При этом достигаются достаточно высокие значения скоростей потока.

Проведем оценку параметра ускорения K_w по критериальному уравнению Nash-Webber и Gates (Нэш-Уэббера и Оутса) [168] для потока свежего заряда во впускном канале:

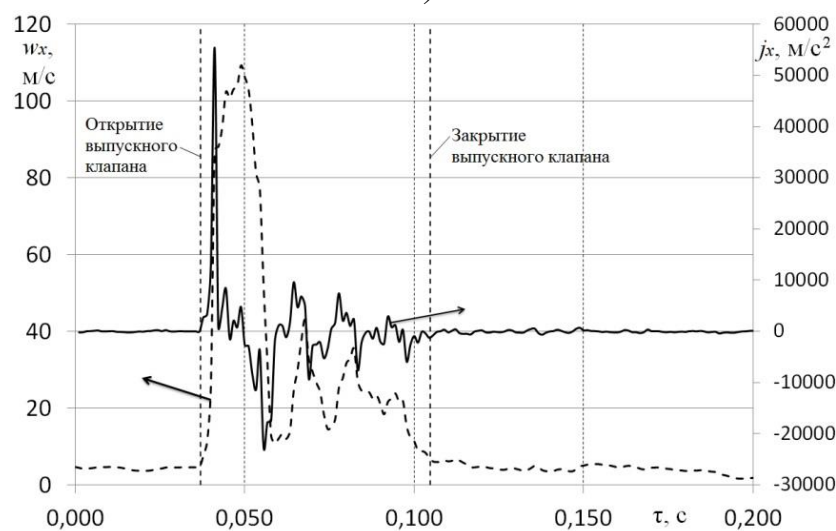
$$K_w = \frac{\mu_w}{\rho_w u_e^2} \cdot \frac{du_e}{ds} = \frac{\mu_w T_w}{\mu_e T_e} \cdot K_e \approx \left(\frac{T_w}{T_e} \right)^2 \cdot K_e.$$

Расчеты показали, что для всех исследуемых частот вращения коленчатого вала в интервале времени открытого впускного клапана, параметр ускорения K_w существенно превышает критическое значение (которое согласно [168] составляет $4 \cdot 10^{-7}$). Это еще раз свидетельствует о том, что процесс впуска происходит с глубокой степенью нестационарности. И соответственно, никакие стационарные методы исследований принципиально не соответствуют механизмам переноса, возникающим при нестационарных течениях [169, 170].

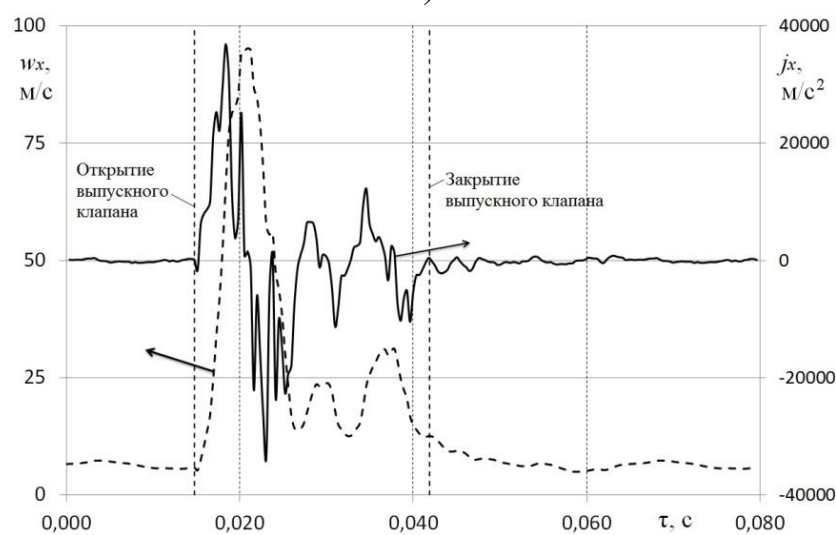
Далее рассмотрим газодинамические особенности процесса выпуска. Физическим механизмом осуществления процесса выпуска отработавших газов из цилиндра является создание течения в выпускной системе за счет избыточного давления рабочих газов после сгорания топливно-воздушной смеси в цилиндре двигателя. Следует подчеркнуть, что существует принципиальное отличие в природе формирования течений в процессе впуска (за счет разрежения в цилиндре) и в процессе выпуска (за счет избыточного давления в цилиндре). При этом, эти процессы объединены общим циклом двигателя внутреннего сгорания и соответственно, оказывают влияние друг на друга. Особенности физики процессов газообмена и их взаимосвязь обязательно нужно учитывать при исследовании и совершенствовании газодинамических и теплообменных характеристик газовых потоков.

На рисунке 2.11 показаны совмещенные зависимости локальных скорости потока отработавших газов в выпускном канале w_x и ускорения j_x от времени τ (в одном и том же контрольном сечении) при разных частотах вращения коленчатого вала двигателя. А на рисунке 2.12 показаны зависимости максимальных значений скорости потока отработавших газов $w_{x\max}$, его ускорения $j_{x\max}$ и замедления $g_{x\max}$ в выпускном канале от частоты вращения коленчатого вала n двигателя. Экспериментальные данные были получены на одноцилиндровой установке размерности 8,2/7,1, которая подробно описана в главе 3.

а)



б)



в)

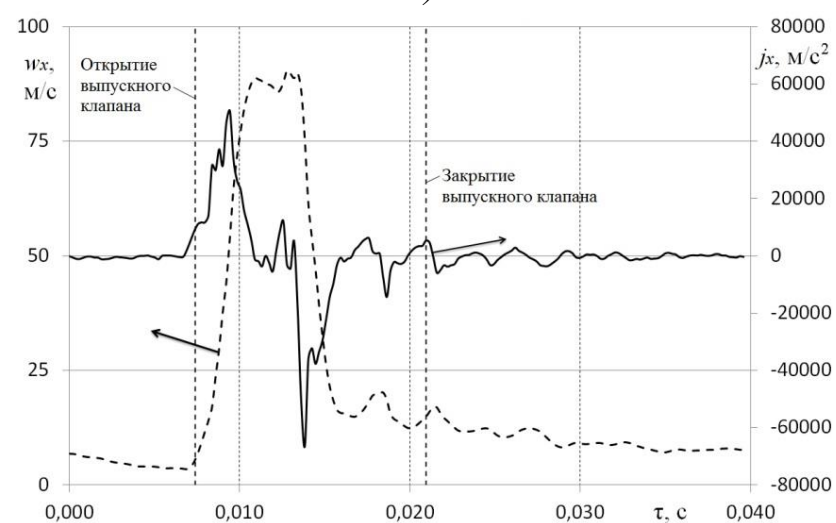
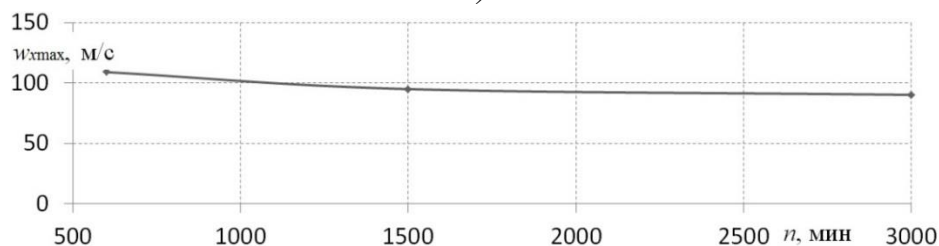
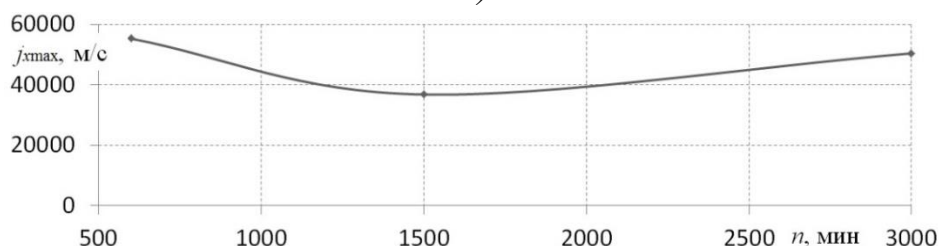


Рисунок 2.11 – Зависимости локальной скорости потока отработавших газов w_x (1) и ускорения j_x (2) времени τ в выпускном канале при разных частотах вращения коленвала ($l_x = 140$ мм; $d = 30$ мм):
 а – $n = 600$ мин⁻¹; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

а)



б)



в)

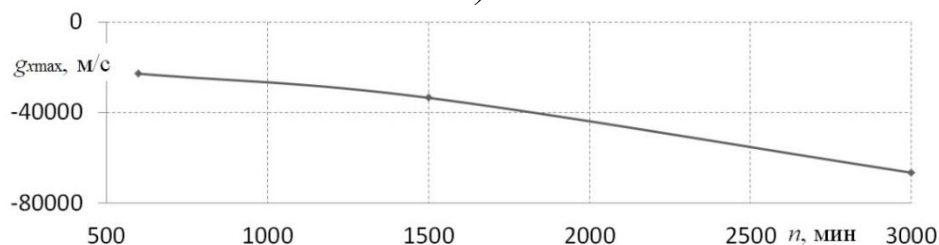


Рисунок 2.12 – Зависимости максимальных значений скорости потока отработавших газов $w_{x\text{max}}$ (а), его ускорения $j_{x\text{max}}$ (б) и замедления $g_{x\text{max}}$ (в) в выпускном канале от частоты вращения коленчатого вала двигателя n

$$(l_x = 140 \text{ мм}; d = 30 \text{ мм})$$

Из рисунков видно, что при частоте вращения коленчатого вала 600 мин^{-1} значения ускорения потока в выпускном канале достигают значения $55\,000 \text{ м/с}^2$, при средних значениях n значение ускорений составляют всего $37\,000 \text{ м/с}^2$, а при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ величина ускорения потока достигает $50\,500 \text{ м/с}^2$. То есть в закономерности изменения максимальных величин ускорения потока отработавших газов от частоты вращения коленчатого вала в процессе выпуска нет однозначной тенденции. При этом, наблюдается спад максимальных значений скорости потока $w_{x\text{max}}$ в выпускном канале со 110 м/с при низких частотах вращения коленчатого вала до 90 м/с для высоких частот. Напомним, что противоположная тенденция наблюдалась в процессе впуска, где скорость потока воздуха увеличивалась с ростом числа оборотов коленвала (см. выше).

Вероятно, спад $w_{x\max}$ связан с сокращением времени на процесс выпуска при высоких частотах вращения коленчатого вала и так называемым «запиранием» канала в выпускном канале. При этом величины замедлений потока отработавших газов в процессе выпуска растут с увеличением частоты вращения коленчатого вала от 22 500 до 66 500 м/с² (см. рисунок 2.12, в). В данном случае значения замедлений потока отработавших газов несколько выше (до 25 %) на некоторых режимах работы двигателя.

Для потоков газа в процессе выпуска также проведем оценку параметра ускорения K_w по критериальному уравнению Nash-Webber и Gates (Нэш-Уэббера и Оутса) [168]:

$$K_w = \frac{\mu_w}{\rho_w u_e^2} \cdot \frac{du_e}{ds} = \frac{\mu_w T_w}{\mu_e T_e} \cdot K_e \approx \left(\frac{T_w}{T_e} \right)^2 \cdot K_e.$$

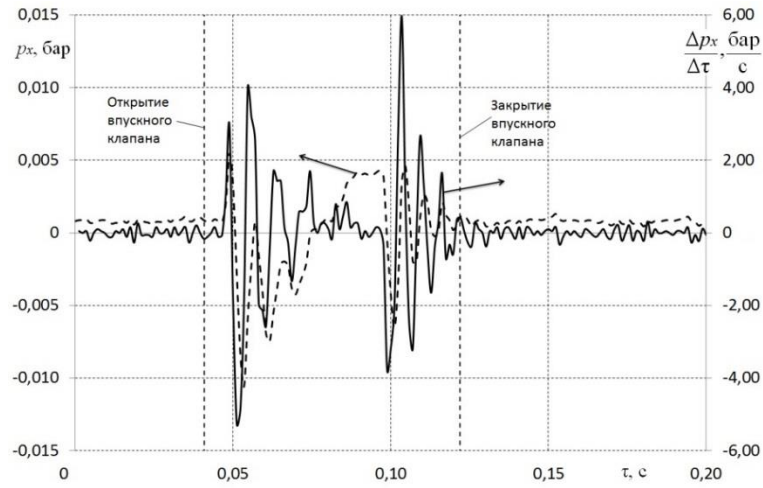
В данном случае расчеты также показали, что для всех исследуемых частот вращения коленвала в интервале времени открытого выпускного клапана, параметр ускорения K_w также существенно превышает критическое значение. Это еще раз подтверждает, что процесс выпуска происходит с высокой степенью нестационарности.

На рисунках 2.13 и 2.14 представлены экспериментальные зависимости изменения давления p_x и скорости нарастания давления ($\Delta p_x / \Delta \tau$) во впускном и выпускном трактах атмосферного, поршневого ДВС, соответственно.

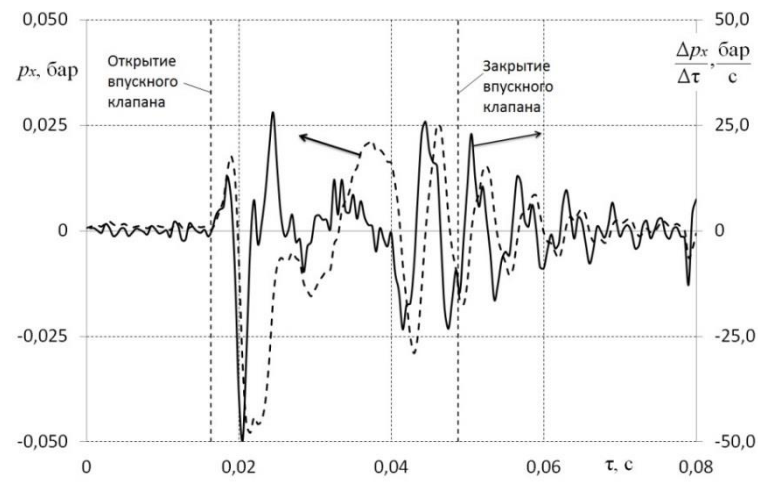
Из графиков на рисунке 2.13 видно, что в процессе впуска в атмосферном двигателе давление во впускном канале достигает значений 0,146 бар, при этом скорость нарастания давления составляет до 253 бар/с. Однако, если представить данные по нарастанию давления в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ , то значения ($\Delta p_x / \Delta \varphi$) не будут превышать 0,015 бар / град. п.к.в., что далеко до критических значений. Например, известно, что скорость нарастания давления в цилиндре 6-9 бар / град. п.к.в. и выше приводит к жесткой работе двигателя [171].

Следует отметить, что в процессе выпуска в атмосферном двигателе (рисунок 2.14) давление в выпускном канале достигает примерно таких же значений, что и на впуске, т.е. около 0,145 бар, а скорость нарастания давления достигает даже меньших значений, примерно 115 бар/с (против 253 бар/с для процесса впуска).

а)



б)



в)

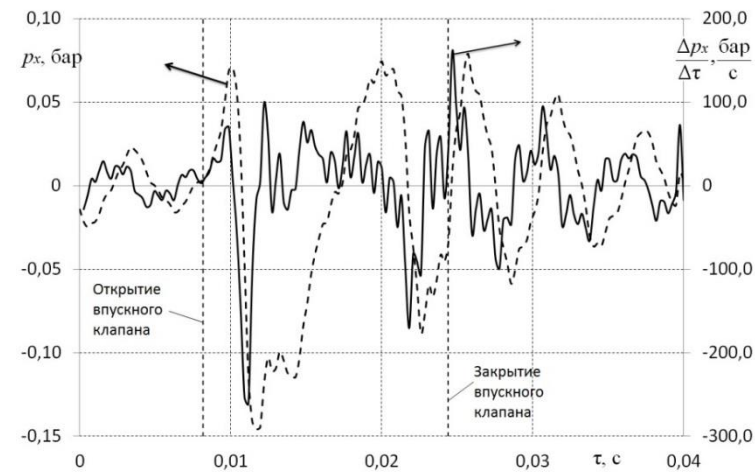
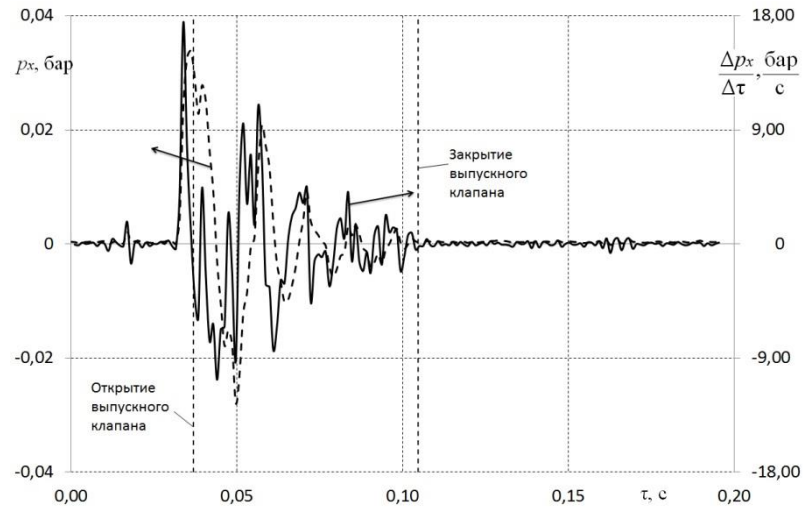


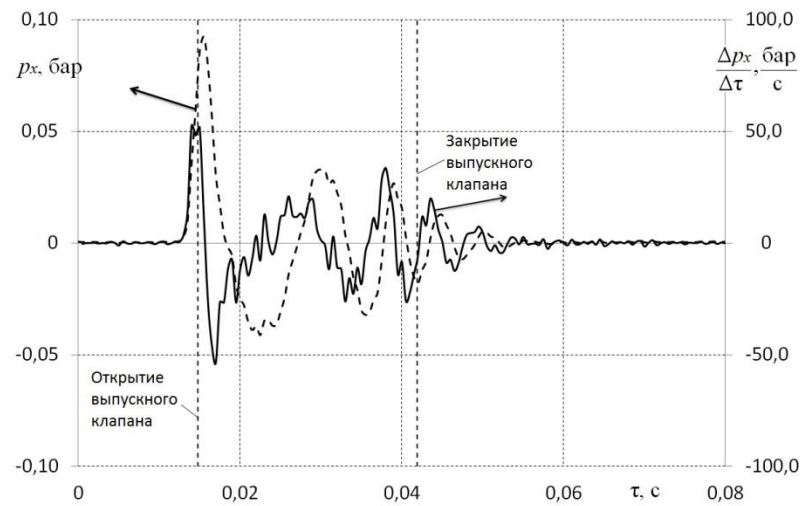
Рисунок 2.13 – Зависимости изменения мгновенных значений давления потока p_x и скорости нарастания давления ($\Delta p_x / \Delta \tau$) во впускном канале при разных числах оборотов коленвала ($l_x = 140$ мм; $d = 32$ мм):

а – $n = 600$ мин⁻¹; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

а)



б)



в)

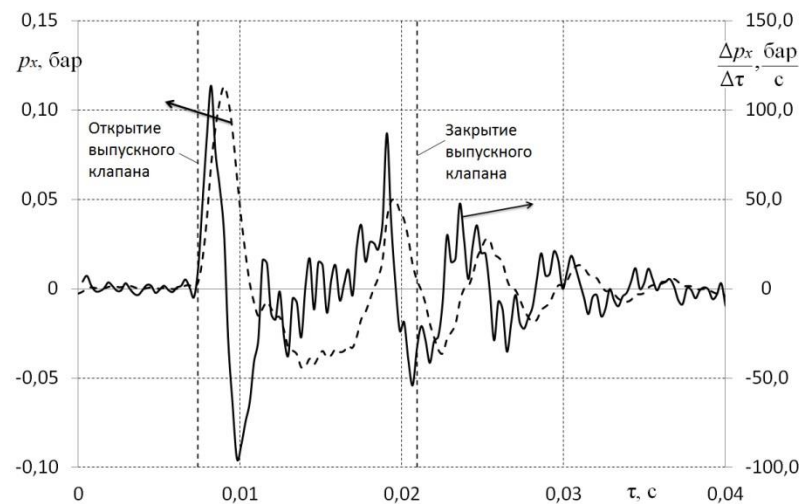


Рисунок 2.14 – Зависимости изменения мгновенных значений давления потока p_x и скорости нарастания давления ($\Delta p_x / \Delta \tau$) во впускном канале поршневого ДВС при разных числах оборотов коленвала ($l_x = 140$ мм, $d = 32$ мм):

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500; \quad в - n = 3000$$

Подобные газодинамические характеристики газовых потоков (значения давлений и скорости нарастания давления) не являются критическими с точки зрения прочности впускных и выпускных каналов, однако могут оказывать существенное влияние на аэродинамический шум, а также определять условия теплообмена в газозоудных трактах поршневых двигателей.

На рисунке 2.15 представлены зависимости максимальных значений давления газового потока p_x и скорости нарастания давления ($\Delta p_x / \Delta \tau$) во впускном и выпускном трактах поршневого двигателя от частоты вращения коленчатого вала.

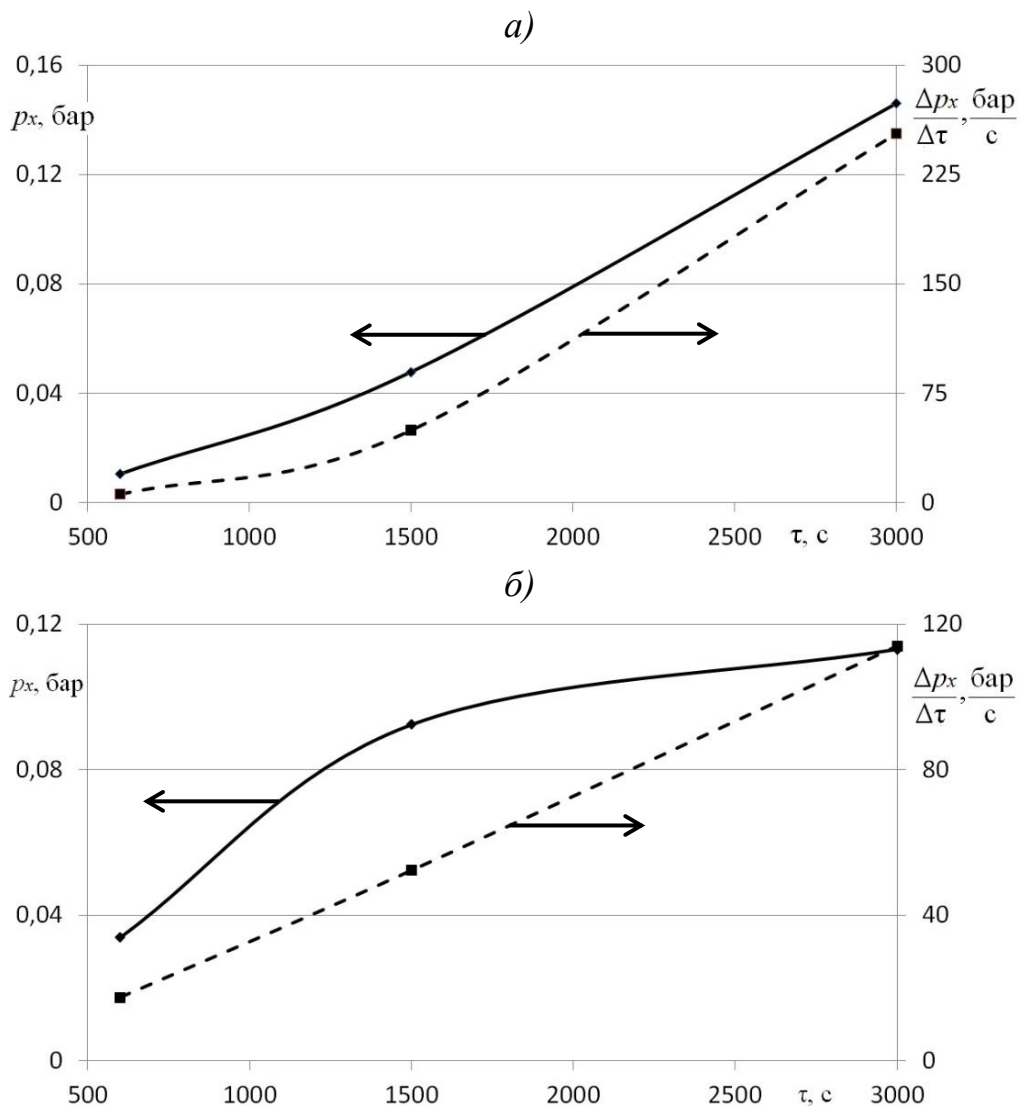


Рисунок 2.15 – Зависимости максимальных значений давления газового потока p_x и скорости нарастания давления ($\Delta p_x / \Delta \tau$) во впускном (а) выпускном (б) трактах от частоты вращения коленвала n двигателя;

————— — максимальные значения давлений газового потока p_x ;
 - - - - - максимальные значения скорости нарастания давления ($\Delta p_x / \Delta \tau$)

Из графиков на рисунке 2.15, *а* видно, что в процессе впуска происходит фактически линейный рост максимальных значений давлений и скорости нарастания давления во впускном канале при увеличении частоты вращения коленчатого вала. При этом зависимости p_x и $(\Delta p_x / \Delta \tau)$ от n имеют одинаковый вид. В процессе выпуска (рисунок 2.15, *б*) p_x и $(\Delta p_x / \Delta \tau)$ также увеличиваются с ростом n , но зависимости имеют разный вид.

В заключении сведем, полученные характеристики газовых потоков в таблицу 2.1, которые будут дополняться в последующих главах.

Таблица 2.1

Характеристики газового потока в процессах газообмена поршневого ДВС

Наименование характеристики	Газовый поток в <i>про- цессе впуска</i>	Газовый поток в <i>про- цессе выпуска</i>
Продолжительность процесса, с	от 0,0162 до 0,0811	от 0,0136 до 0,0678
Максимальная скорость потока, м/с	134	109
Максимальное ускорение потока, м/с ²	115 254	55 377
Максимальное замедление потока, м/с ²	74 720	66 420
Максимальное давление потока, бар	0,146	0,113
Максимальная скорость нарастания давления бар/с	253	114

На основе полученных данных можно сделать вывод, что процессы газообмена в поршневых двигателях происходят с высокой степенью нестационарности и для их исследования должны применяться соответствующие методики, которые учитывают газодинамическую нестационарность этих процессов.

Таким образом, проведенное исследование показало, что характерные времена (время восстановления и время релаксации) могут быть использованы в качестве критериев для оценки степени нестационарности газодинамических процессов.

2.2. Учет нестационарности процессов во впускных и выпускных каналах поршневых двигателей

Как уже отмечалось выше, в поршневых двигателях внутреннего сгорания рабочий процесс происходит в естественном пульсирующем режиме. Поэтому течение газов во впускных и выпускных каналах происходит в условиях газодинамической и тепловой нестационарности. При этом, известно, что нестационарность существенно влияет на механизм процессов переноса: чем глубже нестационарность, тем существеннее неравновесность [149].

В данном разделе рассматривается влияние газодинамической нестационарности на теплообменные процессы в газоздушных трактах.

В качестве объекта исследования был выбран процесс выпуска отработавших газов в поршневых ДВС. Экспериментальные исследования процесса выпуска проводились на модели ДВС размерности 8,2/7,1, которая описана выше.

Исследования проводились для разных частот вращения коленчатого вала (от 600 до 3000 мин⁻¹) при различных постоянных избыточных давлениях на выпуске p_b (от 0,05 до 0,2 МПа) без использования глушителя шума. Температура воздуха в подающей магистрали составляла 35 - 40 °С.

Выше было установлено, что процесс выпуска в поршневых двигателях внутреннего сгорания протекает с высокой степенью газодинамической нестационарности. Вместе с тем, следует предположить, что нестационарность углубляется во времени, но она не может накапливаться бесконечно долго и должна как-то разрешаться, оказывая влияние на процессы в трубопроводах.

Выявлено, что для процесса выпуска в двигателе внутреннего сгорания существует два типа разрешения газодинамической нестационарности [172]. Для описания и анализа первого из них обратимся к рисунку 2.16, *а*, на котором представлена зависимость местной скорости потока газа w_x от времени τ в выпускном трубопроводе при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ для избыточного давления $p_b = 0,1 \text{ МПа}$.

Из рисунка 2.16, *а* видно, что при низких значениях n разрешение нестационарности происходит кризисным образом, т. е. сначала происходят похожие циклы (процессы выпуска), а потом наблюдается критический цикл, для которого характерна особая осциллограмма, точнее осциллограмма с особым участком (на рисунке он обведен полужирным овалом).

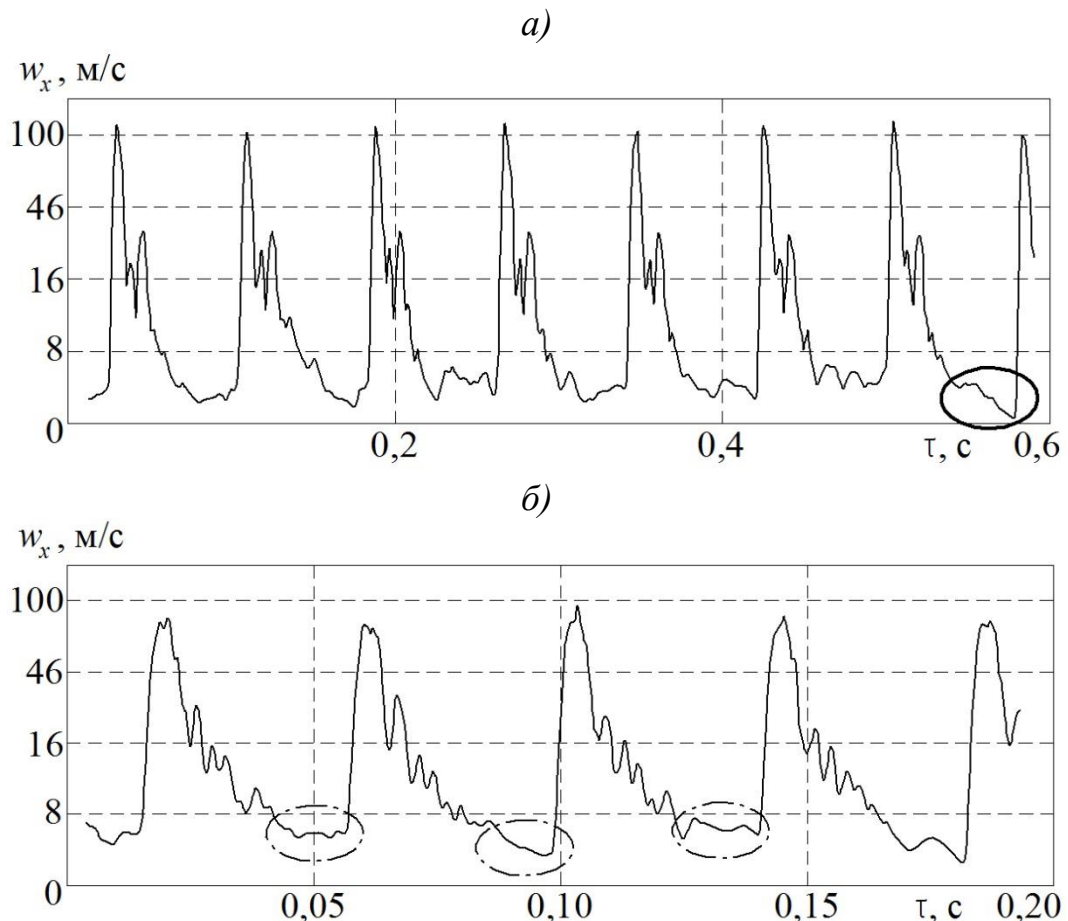


Рисунок 2.16 – Изменение местной ($l_x = 110 \text{ мм}$) скорости потока газа w_x в выпускном канале во времени τ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,1 \text{ МПа}$ и разных частотах вращения коленчатого вала:

а) $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; *б)* $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

На рисунке 2.16, б представлена также зависимость местной скорости потока газа w_x от времени τ в выпускном трубопроводе, но уже при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} . Установлено, что при высоких значениях n механизм разрешения нестационарности меняется: выраженного кризиса нет. Осциллограммы процессов выпуска эволюционно деформируются, а именно – каждый последующий цикл существенно отличается от предыдущего. Постоянно деформирующиеся участки осциллограмм скорости потока газа выделены штрихпунктирными овалами (рисунок 2.16, б).

Вероятно, газодинамическая нестационарность процесса выпуска окажет влияние на теплообменные характеристики (в частности, на локальный коэффициент теплоотдачи) в выпускном трубопроводе. Для того чтобы это проанализировать обратимся к рисунку 2.17, на котором представлены зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от времени τ при разных частотах вращения коленчатого вала n для избыточного давления $p_b = 0,1 \text{ МПа}$.

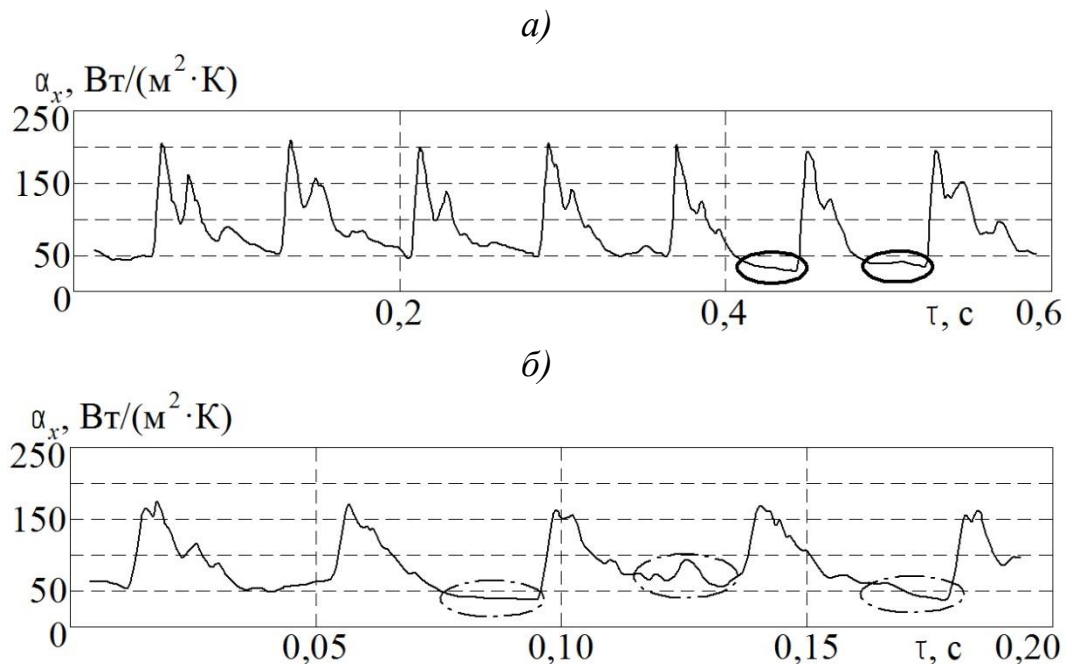


Рисунок 2.17 – Изменение локального ($l_x = 110 \text{ мм}$) коэффициента теплоотдачи α_x в выпускном канале во времени τ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,1 \text{ МПа}$ и разных частотах вращения коленчатого вала:

а) $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Из рисунка 2.17 видно, что при низких и средних значениях частот вращения коленвала двигателя (рисунок 3, *а*) происходит критическое разрешение тепловой нестационарности. На зависимостях $\alpha_x = f(\tau)$ (осциллограммы, существенно отличающиеся от других, выделены полужирными овалами), как и в случае со скоростью потока газов. Однако для локального коэффициента теплоотдачи существует некая тепловая инерционность, что выражается в появлении сразу двух подряд осциллограмм, которые существенно отличаются от остальных.

При высоких значениях частоты вращения коленвала двигателя (рисунок 2.17, *б*) на зависимостях $\alpha_x = f(\tau)$, как и следовало ожидать, разрешение тепловой нестационарности происходит постепенно, без кризиса. Постоянно деформирующиеся участки осциллограмм локального коэффициента теплоотдачи выделены штрихпунктирными овалами (рисунок 2.17, *б*).

Таким образом, можно сделать вывод о том, что в процессе выпуска в поршневом ДВС наблюдается термомеханическая нестационарность, которая сказывается, как на газодинамических параметрах потока, так и на теплообменных [172]. На основании этого актуальным становится вопрос о том, как учитывать термомеханическую нестационарность при расчете локального коэффициента теплоотдачи в выпускных трубопроводах поршневых ДВС.

На данный момент существует довольно большое количество уравнений для расчета теплоотдачи для длинных круглых труб при стационарном течении в них [97, 115, 173]. Расчет коэффициента теплоотдачи с их помощью дает существенно различные результаты, поэтому обычно в инженерной практике специалист на основе РТМ (руководящий технический материал) и/или РД (руководящий документ) выбирает вид уравнения, которое является наиболее достоверным для его случая. Также следует подчеркнуть, что эти уравнения в чистом виде не применимы для пульсирующих течений, поскольку они не учитывают влияния нестационарности. При этом известно, что коэффициент теплоотдачи потока в нестационарных условиях может отличаться от стационарного случая в 2-4 раза [115, 174, 175]. Соответственно, одним из способов расчета локального коэффициента теплоотдачи в выпускных трубопроводах поршневых ДВС в условиях нестационарности является

получение эмпирических уравнений на основе экспериментальных данных [175]. Однако этот способ методически не проработан и представляется весьма трудоемким. Поэтому предлагается ввести поправочный коэффициент K_{mh} – коэффициент мобильности теплоотдачи, который учитывает термомеханическую нестационарность и определяется как:

$$K_{mh} = \alpha_{x \text{ нестационар}} / \alpha_{x \text{ стационар}},$$

где $\alpha_{x \text{ нестационар}}$ – значение локального коэффициента теплоотдачи при нестационарном (пульсирующем) течении газа, Вт/(м²·К); $\alpha_{x \text{ стационар}}$ – значение локального коэффициента теплоотдачи при стационарном течении газа, Вт/(м²·К).

В рамках данной работы были получены зависимости коэффициента мобильности K_{mh} от скорости потока газа в выпускном канале ($d = 30$ мм, $l = 110$ мм) поршневого двигателя размерности 8,2/7,1 для разных избыточных давлений на выпуске и частот вращения коленчатого вала (рисунок 2.18).

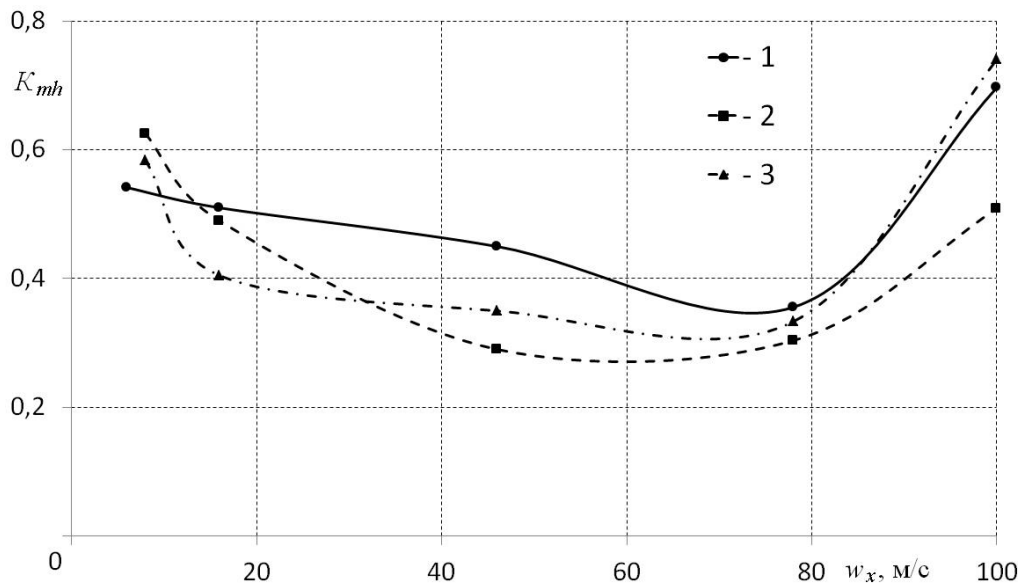


Рисунок 2.18 – Зависимость коэффициента мобильности теплоотдачи K_{mh} от скорости потока газа в выпускном канале поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 при избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,1$ МПа для разных частот вращения коленвала n : 1 – $n = 600$ мин⁻¹; 2 – $n = 1500$; 3 – $n = 3000$

Таким образом, предлагаемый метод определения локального коэффициента теплоотдачи с учетом термомеханической нестационарности будет состоять в следующем:

- специалист на основе научно-технической литературы, РТМ и/или РД выбирает расчетное уравнение для расчета локального числа Нуссельта (локального коэффициента теплоотдачи) для стационарного случая, которое является наиболее подходящим для его случая и выполняет расчет α_x ;
- затем для учета влияние нестационарности, умножает найденное α_x на коэффициент мобильности теплоотдачи.

В целом, по результатам проведенных исследований и анализа можно сделать следующие выводы:

- процесс выпуска в поршневых двигателях происходит с высокой степенью термомеханической нестационарности;
- при изучении процесса выпуска в поршневых двигателях анализ одного отдельно взятого рабочего цикла является не вполне достоверным (необходим комплексный подход и определенная выборка исследуемых процессов выпуска);
- коэффициент мобильности теплоотдачи предлагается как поправочный коэффициент для классических уравнений расчета локального коэффициента теплоотдачи, который учитывает термомеханическую нестационарность.

2.3. Потенциал совершенствования качества газообмена в поршневых ДВС

Перед детальным исследованием процессов во впускных и выпускных каналах в поршневых ДВС с целью повышения качества газообмена и, соответственно, улучшении их технико-экономических показателей необходимо было оценить потенциальные показатели двигателей с модернизированными газовоздушными трактами. Для этой цели было выполнено физико-математическое моделирование

в программном комплексе Дизель-РК двигателя 2Ч 8,2/7,1 (автомобильный двигатель для ВАЗ-ОКА).

Описание математической модели Дизель-РК, на базе которой проводилось моделирование рабочего процесса двигателя 2Ч 8,2/7,1, а также подробное описание результатов представлено в приложении к диссертации.

Сейчас же кратко остановимся на конечных результатах моделирования.

Установлено, только за счет изменения конфигурации элементов *впускной системы* можно увеличить коэффициент наполнения на величину до 11 %, что приводит к увеличению мощности вплоть до 11 % при фактически неизменном удельном эффективном расходе топлива.

Показано, что увеличение мощности двигателя при доводке геометрии *выпускной системы* составило не более 5,5 %, а на большинстве режимов увеличение мощности не превысило 2,0 % при увеличении удельного эффективного расхода топлива в среднем на 0,5 %. Таким образом, следует заключить, что совершенствование геометрии впускной системы в сравнении с выпускной является более эффективным способ повышения технико-экономических показателей поршневых двигателей.

Моделирование показало, что *одновременная* доводка элементов *систем впуска и выпуска* бензинового двигателя может привести к:

- увеличению коэффициента наполнения в диапазоне от 2,5 до 11,5 %;
- снижению коэффициента остаточных газов на величину от 2,5 до 22 %;
- росту эффективной мощности двигателя на 3,0-12,0 % при увеличении удельного эффективного расхода лишь на 0,5-0,6 %.

Таким образом, расчетное исследование показало, что комплексное совершенствование геометрии впускных и выпускных систем является мощным фактором совершенствования рабочего процесса поршневых ДВС.

2.4. Выводы

1. Установлено, что корректным является нестационарный подход к исследованию процессов газообмена: только он может дать адекватные результаты, а стационарные исследования могут быть использованы лишь для первичных качественных опытов;
2. Показана важность анализа процессов газообмена с использованием временных зависимостей в дополнение к данным по углу поворота коленчатого вала φ ;
3. Определены характерные времена переходных процессов (время восстановления и время релаксации), на основании которых можно судить о степени нестационарности процессов переноса в газовых потоках;
4. Произведена оценка степени нестационарности процессов, характерных для газоздушных трактов поршневых ДВС; показано, что они происходят с глубокой нестационарностью;
5. Установлены значения скорости потока w_x , его ускорения j_x и замедления g_x во впускном и выпускном трактах для разных чисел оборотов коленвала n двигателя. Для процесса впуска максимальные значения ускорения газового потока достигают $115\,000\text{ м/с}^2$, а для процесса выпуска – $55\,000\text{ м/с}^2$; значения замедлений для процесса впуска – $75\,000\text{ м/с}^2$, а для процесса выпуска – $66\,500\text{ м/с}^2$.
6. Установлены закономерности изменения мгновенных значений давления газового потока p_x и скорости нарастания давления ($\Delta p_x / \Delta \tau$) от времени во впускном и выпускном трактах поршневого ДВС; в атмосферном двигателе давление во впускном канале достигает значений $0,146$ бар, при этом скорость нарастания давления составляет до 253 бар/с, а давление в выпускном канале достигает значений $0,120$ бар, скорость нарастания давления составляет до 115 бар/с.
7. Установлен механизм разрешения нестационарности при различных числах оборотов коленвала поршневого двигателя внутреннего сгорания; в частности,

выявлено, что для процесса выпуска в ДВС существует два типа разрешения газодинамической нестационарности.

8. Предложена методика учета влияния нестационарности на теплоотдачу с помощью коэффициента тепловой мобильности.

9. Путем физико-математического моделирования показано, что за счет комплексной модернизации впускных и выпускных систем путем поперечного профилирования можно улучшить следующие показатели поршневого ДВС в зависимости от режима его работы, а именно:

- увеличить коэффициент наполнения на 4,0-24,2 %;
- снизить коэффициент остаточных газов на 9,7-24,1 %;
- увеличить эффективную мощность на 3,5-17,0 % при изменении удельного эффективного расхода топлива на $\pm 1,0-2,5$ %.

3. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ И РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

3.1. Методика, экспериментальные установки и система сбора данных для исследования процессов газообмена в поршневых ДВС

3.1.1. Экспериментальная установка для исследования процесса впуска в поршневом двигателе с наддувом и без него

Как отмечалось в предыдущих главах, характерными особенностями исследуемых процессов газообмена в поршневых ДВС являются их периодичность и динамичность, связанная с цикличностью рабочего процесса двигателя и широким диапазоном частоты вращения коленчатого вала, а также нарушение гармоничности этой периодики из-за неравномерного характера движения поршня и непрерывным изменением конфигурации впускной и выпускной систем вследствие работы клапанного узла (действия механизма газораспределения). Поэтому получить такие физические и механические условия с достаточной точностью можно только на основе натурной модели поршневого ДВС. Другим, серьезным фактором, влияющим на газообмен, является турбокомпрессор (ТК), если изучаются двигатели с турбонаддувом. Как будет показано далее ТК является не просто местным гидравлическим сопротивлением, а он оказывает существенное влияние на газодинамические и теплообменные характеристики течений в газовоздушных трактах поршневых ДВС. И это влияние необходимо тщательно исследовать и учитывать при модернизации и/или проектировании газвоздушных систем поршневых двигателей.

Поскольку газодинамические и теплообменные характеристики процессов во впускных и выпускных каналах являются функциями геометрических и режимных параметров поршневого двигателя, то для их исследования динамическая модель должна соответствовать ДВС определенной размерности (диаметр и ход поршня) и работать на соответствующих частотах вращения коленчатого вала от постороннего источника энергии. Только на основе такого подхода можно разработать и

оценить качественную и количественную эффективность от тех или иных технических решений, направленных на совершенствование впускных и выпускных систем в целом, а также – отдельно по разным параметрам (технологическим, конструктивным и/или режимным).

Функциональная схема лабораторного стенда для определения газодинамических и теплообменных характеристик газовых потоков в газозвуковых трактах поршневого ДВС с турбонаддувом приведена на рисунке 3.1.

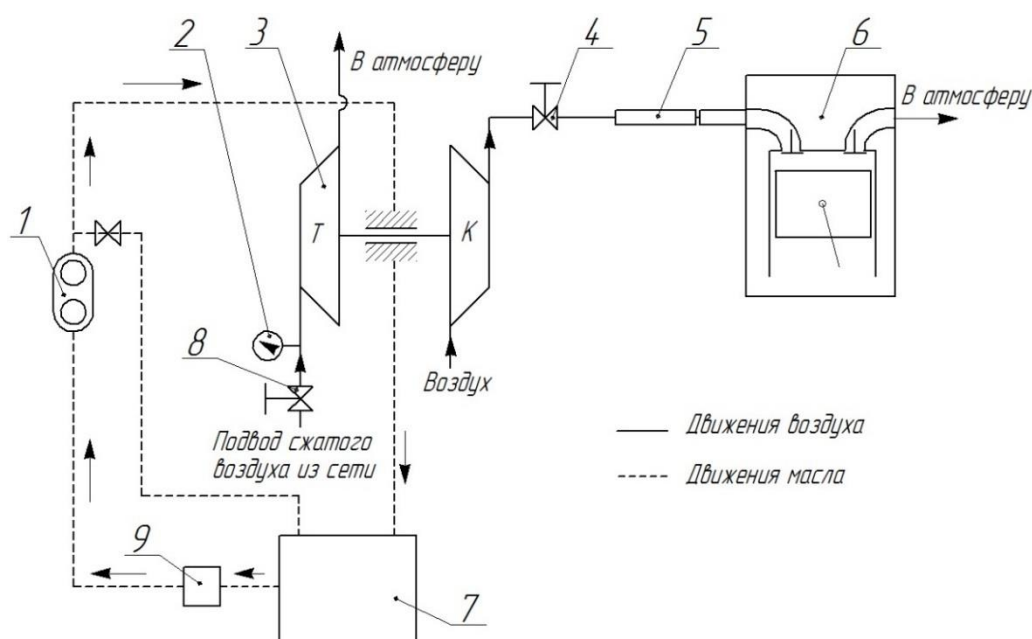


Рисунок 3.1 – Функциональная схема экспериментальной установки (модели ДВС с турбонаддувом): 1 – масляный насос; 2 – манометр; 3 – турбокомпрессор (ТК); 4 – кран регулировки подачи воздуха в модель поршневого ДВС; 5 – измерительный канал; 6 – модель поршневого ДВС; 7 – масляный бак; 8 – вентиль подвода воздуха в турбину ТК; 9 – масляный фильтр

Из рисунка видно, что экспериментальная установка состоит из двух основных частей – это поршневая часть 6 (которая более подробно будет описана ниже) и система турбонаддува, включающая турбокомпрессор ТКР-6, его привод и систему смазки (более подробное описание системы турбонаддува приведено ниже).

На рисунке 3.2 показан общий вид разработанной экспериментальной установки.

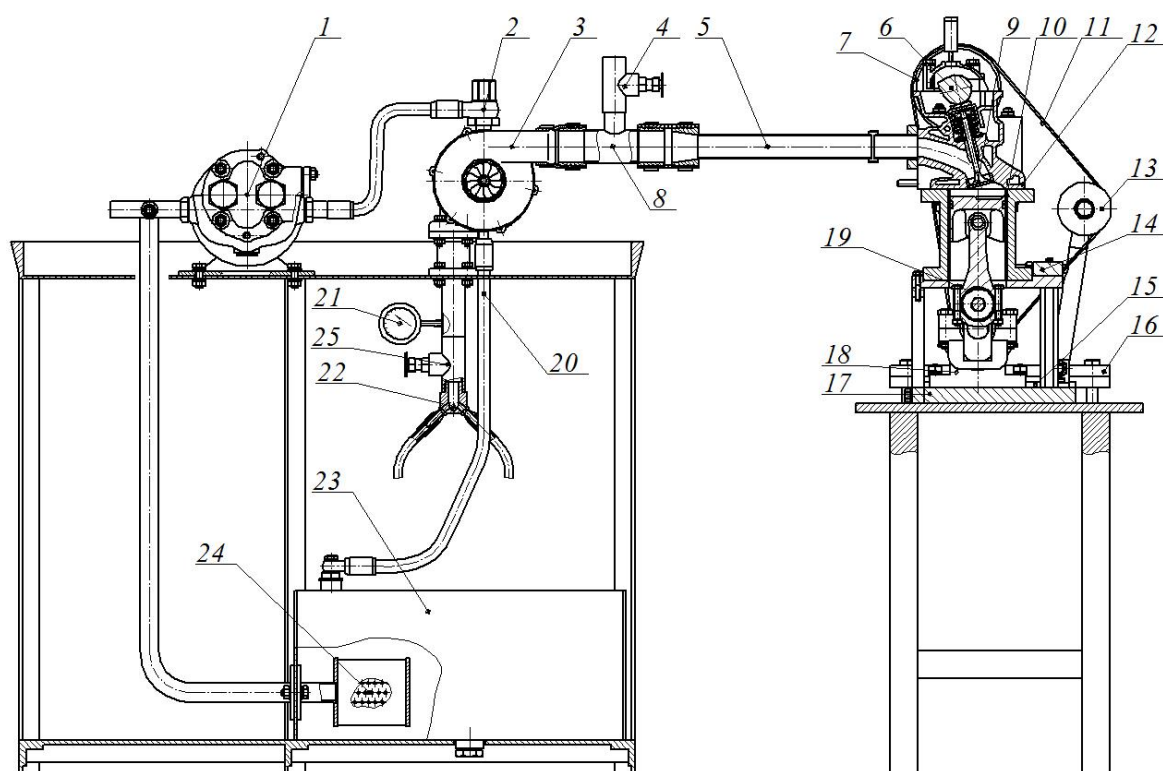


Рисунок 3.2 – Общий вид экспериментальной установки для исследования газообмена в поршневых ДВС: 1 – масляный насос; 2 – трубка для подвода масла к подшипникам ТК; 3 – турбокомпрессор (ТК); 4, 25 – регулировочные вентили; 5 – измерительный канал; 6 – распредвал; 7 – ведущий шкив распредвала; 8 – впускной трубопровод; 9 – впускной клапан; 10 – втулка цилиндра; 11 – зубчатый ремень; 12 – головка цилиндра; 13 – ролик; 14 – опорная плита верхняя; 15 – прокладка; 16 – шестигранник; 17 – опорная плита нижняя; 18 – опора; 19 – шатунные подшипники; 20 – трубка для слива масла; 21 – манометр; 22 – трубка для подвода сжатого воздуха; 23 – масляный бак; 24 – масляный фильтр

Прежде, чем переходить к подробному описанию поршневой части обратимся к рисунку 3.3, на котором показаны места установки датчиков (и их типы) в измерительном канале 5 экспериментальной установки, в случае ее работы с системой турбонаддува. К головке блока экспериментальной установки на шпильках крепился впускной трубопровод 8 длиной 150 мм (см. рисунок 3.2). К нему подстыкован с помощью хомута измерительный канал 5 длиной 250 мм, в котором имелись специальные отверстия (контрольные сечения) для установки разных датчиков.

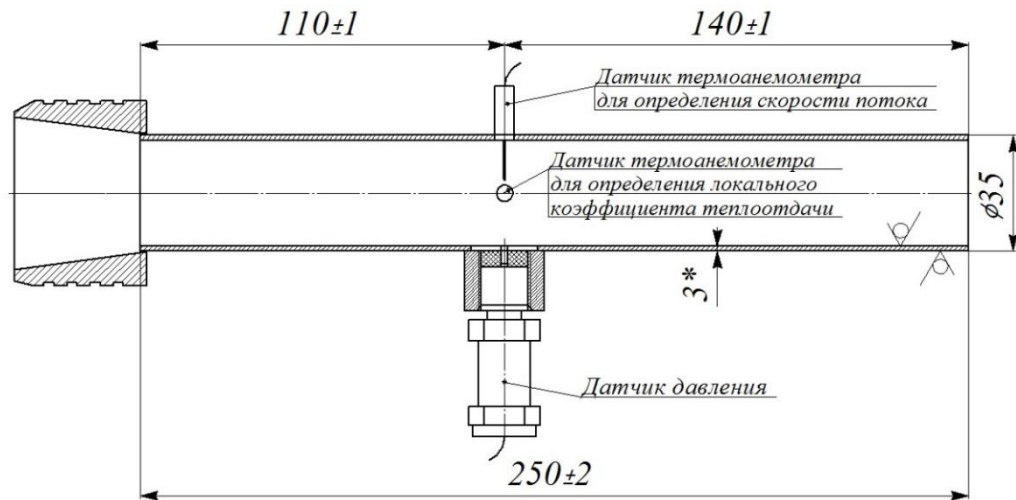


Рисунок 3.3 – Установка датчиков в измерительном канале

Поршневая часть экспериментальной установки разрабатывалась на базе узлов автомобильного двигателя ВАЗ–ОКА (2Ч 8,2/7,1) [176]. При создании установки использовались отдельные элементы прототипа, а именно: поршень (с доработкой), шатун, механизм газораспределения (с доработкой), поршневой палец, шкив коленвала. Продольный разрез поршневой части экспериментальной установки показан на рисунке 3.4, а на рисунке 3.5 – ее поперечный разрез.

Как видно из этих рисунков установка представляла собой натурную модель одноцилиндрового поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 (диаметр поршня равнялся 82 мм, а ход поршня – 71 мм). Крутящий момент с электрического двигателя передавался через соединительную муфту 1 с резиновыми пальцами 2 на сборный коленчатый вал. Соединительная муфта имела 6 резиновых пальцев и была способна существенно компенсировать несоосность соединения валов электрического двигателя и коленвала установки, а также демпфировать динамические нагрузки, возникающие при запуске и остановке экспериментального стенда.

Коленчатый вал в данном случае являлся сборным. Он состоял из шатунной шейки 3 и двух коренных шеек 4. Шатунная шейка была запрессована с натягом в щеки 5 и фиксировалась с помощью контргайки 6.

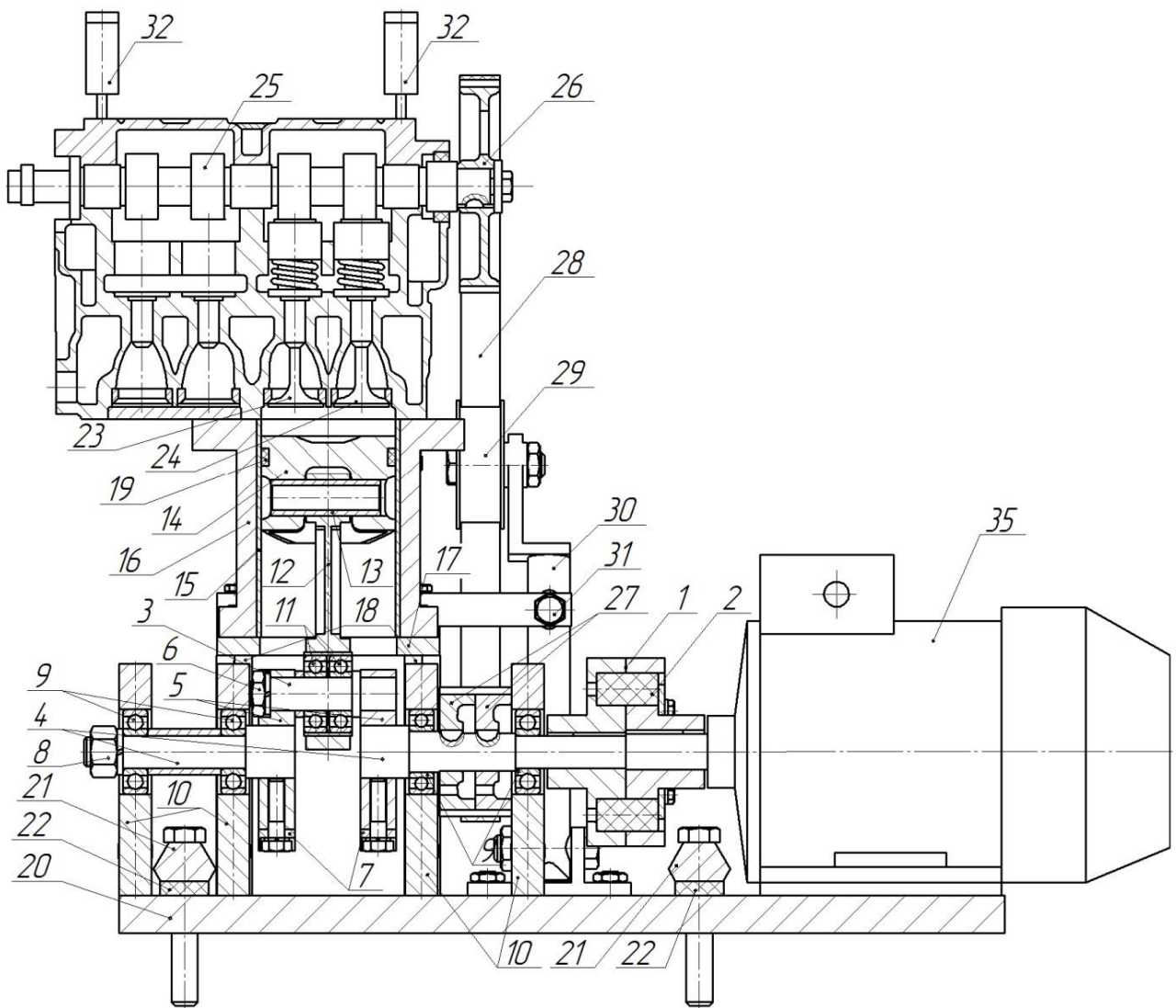


Рисунок 3.4 – Продольный разрез поршневой части экспериментальной установки: 1 – упругая муфта; 2 – резиновые пальцы; 3 – шатунная шейка; 4 – коренная шейка; 5 – щека коленвала; 6, 8 – гайки; 7 – противовес; 9, 11 – закрытые подшипники; 10 – опоры; 12 – шатун; 13 – палец поршневой; 14 – поршень; 15 – гильза цилиндра; 16 – цилиндр; 17 – основание цилиндра; 18 – опоры цилиндра; 19 – фторопластовое кольцо; 20 – опорная плита; 21 – шестигранник; 22 – прокладка; 23 – впускной клапан; 24 – выпускной клапан; 25 – распределительный вал; 26 – шкив распределительного вала; 27 – шкив коленвала; 28 – зубчатый ремень; 29 – ролик натяжителя; 30 – стойка натяжителя; 31 – болт натяжителя; 32 – масленка; 35 – электрический двигатель

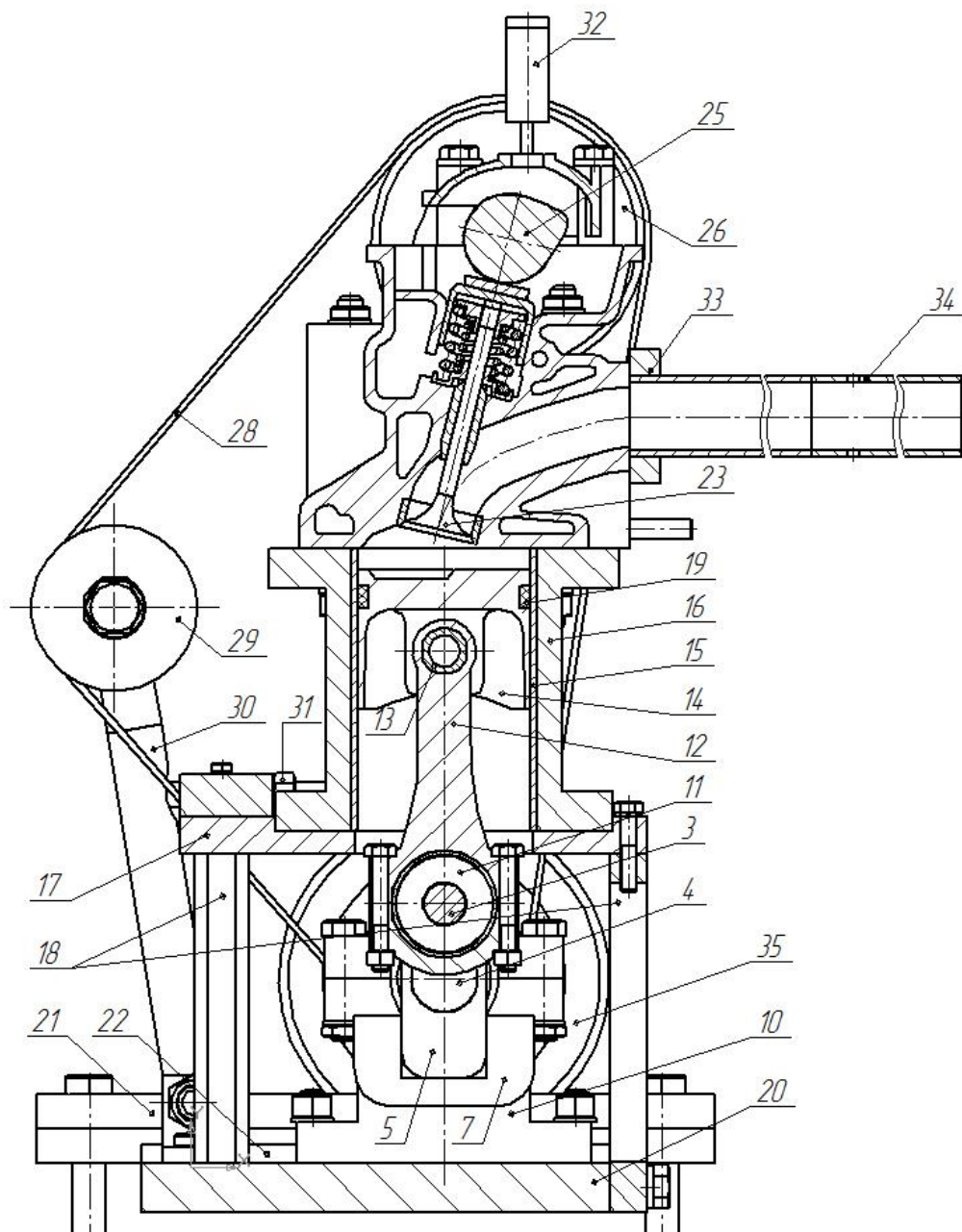


Рисунок 3.5 – Поперечный разрез экспериментальной установки:

3 – шатунная шейка; 4 – коренная шейка; 5 – щека коленвала; 7 – противовес; 10 – опоры; 11 – закрытые подшипники; 12 – шатун; 13 – палец поршневой; 14 – поршень; 15 – гильза цилиндра; 16 – цилиндр; 17 – основание цилиндра; 18 – опоры цилиндра; 19 – фторопластовое кольцо; 20 – опорная плита; 21 – шестигранник; 22 – прокладка; 23 – впускной клапан; 25 – распределвал; 26 – шкив распределительного вала; 28 – зубчатый ремень; 29 – ролик натяжителя; 30 – стойка натяжителя; 31 – болт натяжителя; 32 – масленка; 33 – профилированный участок; 34 – измерительный канал; 35 – электрический двигатель

К щекам коленчатого вала крепились противовесы 7 (для снижения вибрации). Осовому перемещению коленвала препятствовала гайка 8. В экспериментальной установке коленчатый вал вращался в закрытых подшипниках качения 9, которые устанавливались в опорах 10. Шатун 12 устанавливался на два закрытых подшипника качения 11. В данном случае использование двух подшипников связано с геометрическими размерами шатуна.

Поршень 14 крепился к шатуну с помощью поршневого пальца 13. Поршень двигался возвратно-поступательно по чугунной втулке 15, которая запрессовывалась в стальной цилиндр 16. Цилиндр устанавливался на массивном основании 17, которое размещалось на опорах цилиндра 18. В качестве поршневых колец на поршень устанавливалось одно фторопластовое кольцо 19, вместо трех (двух компрессионных и одного маслосъемного) штатных. В данном случае использование фторопластового кольца и чугунной втулки цилиндра обеспечивало существенное снижение трения в парах поршневые кольца–втулка и поршень–втулка. Таким образом разработанная и изготовленная экспериментальная установка могла работать около 7-15 минут без использования систем смазки и охлаждения при частотах вращения коленвала от 600 до 3000 мин⁻¹.

Все неподвижные детали и узлы экспериментальной установки (поршневой части) устанавливались на опорной плите 20. Она крепилась к лабораторному столу с помощью 2-х шестигранников 21. Между шестигранником и опорной плитой была установлена резиновая прокладка 22 для снижения вибрации при работе.

Механизм газораспределения (рисунке 3.4 и 3.5) экспериментальной установки также заимствован у двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА: использована головка блока в сборе с небольшими конструктивными доработками. Система состояла из впускного клапана 23 и выпускного клапана 24, которые открывались и закрывались при помощи распредвала 25 с ведущим шкивом 26. Зубчатый ремень 28 соединял шкив распределительного вала со шкивом коленчатого вала 27. Натяжение ремня регулировалось роликом 29, установленным на стойке 30, и болтом натяжителя 31. Смазка подшипников распредвала осуществлялась через масленки 32.

Фазы газораспределения экспериментальной установки соответствовали фазам автомобильного двигателя ВАЗ-ОКА и составляли:

- открытие выпускного клапана – 47 град. п.к.в. до нижней мертвой точки (НМТ);
- закрытие выпускного клапана – 17 град. п.к.в. после верхней мертвой точки (ВМТ);
- открытие впускного клапана – 33 град. п.к.в. до верхней мертвой точки (ВМТ);
- закрытие впускного клапана – 79 град. п.к.в. после нижней мертвой точки (НМТ).

Максимальная высота подъема впускного клапана составляла 9,2 мм.

Коленчатый вал экспериментальной установка приводился во вращение с помощью электрического двигателя 35. С помощью преобразователя частоты Altivar 31 фирмы Shneider Electric частота вращения коленвала n изменялась в диапазоне от 600 до 3000 мин⁻¹. Точность регулировки n составляла $\pm 0,1$ % от заданной частоты вращения.

Для исследований влияния конфигурации впускного трубопровода на тепломеханические процессы в нем, к головке блока крепился профилированный участок 33 (рисунке 3.5). К нему крепился измерительный канал 34 со специальными отверстиями (контрольными сечениями) для установки датчиков.

Таким образом профилированный участок с разными поперечными сечениями и измерительный канал образовывали впускной трубопровод экспериментальной установки поршневого ДВС, который исследовался в дальнейшем. Клапанный узел, канал в головке цилиндров, впускной или выпускной трубопровод в совокупности составляли впускной или выпускной (газовоздушный) тракт. В большинстве поршневых двигателей он представляет собой сложную пространственную конфигурацию с большим количеством деталей и узлов, которые имеют множество изгибов и местных сопротивлений. При этом, следует отметить, что в условиях ограниченности данных по газодинамическим и теплообменным характеристикам газовых потоков во впускных и выпускных трактах в реальном пульсирующем режиме (с учетом газодинамической нестационарности) методически целесообразно начать изучение проблемы именно с прямолинейных газовоздушных трактов.

На рисунке 3.6 представлена одна из исследованных конфигураций впускного тракта установки. Исследуемые конфигурации отличались разными расстояниями до контрольных сечений, типом используемых датчиков, длиной и формой поперечного сечения впускного трубопровода и измерительного канала.

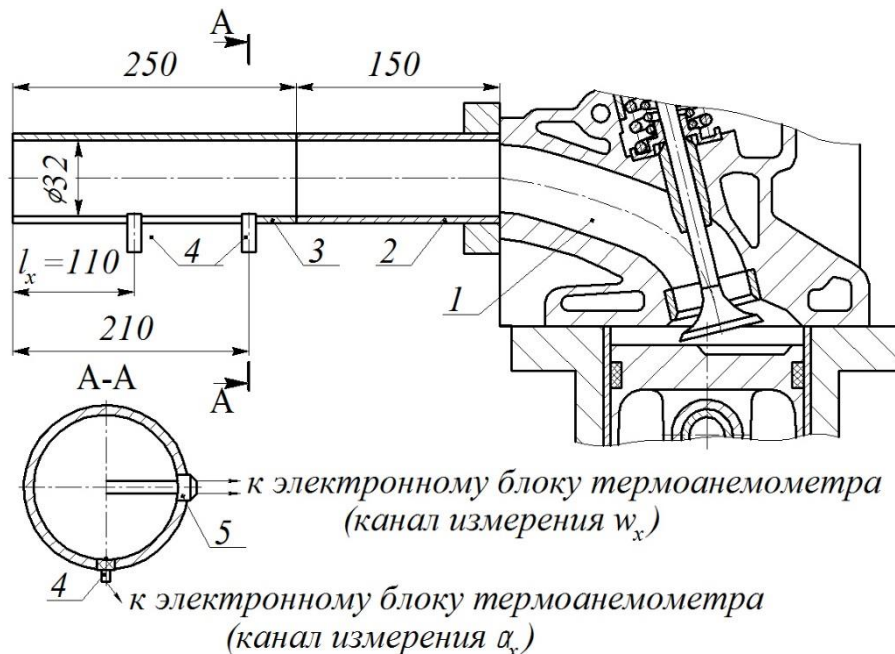


Рисунок 3.6 – Конфигурация впускного тракта экспериментальной установки:
 1 – впускной клапан; 2 – канал в головке цилиндра; 3 – впускной трубопровод (профилированный участок); 4 – датчик термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи; 5 – датчик термоанемометра для определения скорости потока газа; 6 – измерительный канал

Профилированные участки составляли примерно 30 % (150 мм) от общей длины впускного тракта (540 мм) от входа в измерительный канал до седла клапана. Использовались участки с поперечными сечениями в форме круга, квадрата и равностороннего треугольника. Как отмечалось выше, в связи с ограниченным количеством литературных данных о процессах газообмена с учетом газодинамической нестационарности и слабой изученностью данной проблемы в качестве исходной базы был выбран традиционный прямолинейный газовоздушный тракт. В случае исследований впускного тракта с профилированными участками, эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 впускного трубопровода равнялся 32 мм.

Геометрические характеристики профилированных участков для впускного трубопровода приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

**Геометрические характеристики профилированных участков
(впускной тракт)**

Форма поперечного сечения участка	Длина участка L_1 , мм	Внутр. диаметр d или сторона a , мм	Периметр поперечного сечения участка P , мм	Площадь поперечного сечения участка F , мм ²	Эквивалентный (гидравлический) диаметр участка $d_э$, мм
Круг	150,0	32	100,5	803,8	32,0
Квадрат	150,0	32	128,0	1024	32,0
Равносторон. треугольник	150,0	55,4	166,2	1329	32,0

Общий вид описанной выше поршневой части экспериментальной установки, шкаф управления электрическим двигателем и компьютеризированная обработка данных показаны на рисунке 3.7.



Рисунок 3.7 – Общий вид поршневой части экспериментальной установки, шкаф управления электрическим двигателем и персональный компьютер

В дальнейшем при описании и анализе результатов серии исследований процессов во впускном тракте будет приводиться конкретная его конфигурация, а также типы и места установки датчиков, используемых в исследовании.

Далее рассмотрим систему турбонаддува для поршневой части экспериментальной установки, описанной выше. Одним из самых сложных элементов в газозвудушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания, оказывающим существенное влияние на механизм протекающих в них процессов является турбокомпрессор (ТК).

Рациональный подбор ТК для ДВС при разработке нового поршневого двигателя или при модернизации существующего двигателя требует знания основных характеристик самого турбокомпрессора, и прежде всего, создаваемые им расход воздуха и давление турбонаддува [177; 178]. Это необходимо для согласования характеристик двигателя и турбокомпрессора, т. е. наилучшим образом подобрать проточные части ТК к газозвушному тракту двигателя и размерам цилиндров. Анализ литературы показал, что необходимо совершенствовать методики выбора (подбора) турбокомпрессора для турбонаддува поршневого двигателя с учетом не только статических, но и динамических свойств объектов. На основании этого можно выделить задачу, связанную с изучением газодинамики потока, создаваемого компрессором турбокомпрессора (без учета влияния поршневой части) с целью дальнейшего согласования характеристик компрессора и ДВС.

При этом существует большое количество отечественной и зарубежной литературы, посвященной исследованию газодинамики потоков внутри компрессоров и за ними в статических условиях [179-183], но практически отсутствуют сведения о газодинамических характеристиках потоков воздуха с учетом газодинамической нестационарности процессов.

Таким образом, прежде чем изучать газодинамические и теплообменные характеристики потока в газозвудушных трактах поршневых двигателей с турбонаддувом необходимо исследовать газодинамику потока воздуха за компрессором турбокомпрессора (ТК) со свободным выпуском (т.е. без поршневой части). Эти данные позволят разработать новые способы корректировки характеристик двигателя

и ТК [184]. Для этих целей использована экспериментальная установка, показанная на рисунке 3.8.

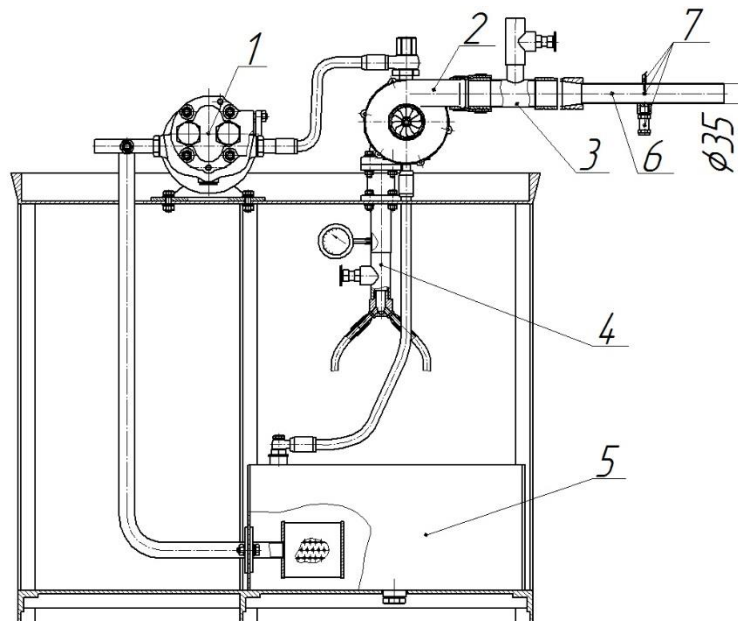


Рисунок 3.8 – Экспериментальная установка для исследования газодинамики потоков после компрессора турбокомпрессора: 1 – маслозакачивающий агрегат; 2 – турбокомпрессор (ТК); 3 – впускной трубопровод; 4 – патрубок подвода воздуха к турбине ТК; 5 – масляный бак; 6 – измерительный канал; 7 – датчики давления и термоанемометров

В установке свободный турбокомпрессор раскручивался сжатым воздухом от компрессора из заводской магистрали. Установка включала в себя турбокомпрессор ТКР-6 2, маслозакачивающий агрегат 1, масляный бак 5, впускной трубопровод 3 и приборно-измерительную аппаратуру.

К впускному трубопроводу 3 (см. рисунок 3.8) крепился измерительный канал 6, в который устанавливались датчики давления и термоанемометра (см. также рисунок 3.3). За счет установки на конце измерительного канала воздушных фильтров с разным коэффициентом сопротивления, существовала возможность проводить испытания с разным гидравлическим сопротивлением на выходе из компрессора ТК.

Таким образом экспериментальный стенд позволял:

- регулировать частоту вращения ротора ТК изменением давления воздуха перед турбиной, тем самым изменять расход и давление наддувочного воздуха, подаваемого турбокомпрессором;
- изменять конфигурацию трубопровода после компрессора: разные наконечники имитировали сопротивления во впускном тракте поршневого ДВС – сужения на седлах в клапанном узле, впускные клапана, изгибы и т. д.;
- исследовать газодинамические, расходные и теплообменные характеристики газовых потоков в трубопроводе за компрессором ТК.

Давление перед турбиной турбокомпрессора регулировалось количеством открытых вентилях 3 (рисунке 3.9). Опытным путем было установлено, что при двух открытых вентилях частота вращения ротора ТК составляет (с учетом погрешности измерений) приблизительно $35\,000\text{ мин}^{-1}$, при трех – $42\,000\text{ мин}^{-1}$ и при четырех – $46\,000\text{ мин}^{-1}$.

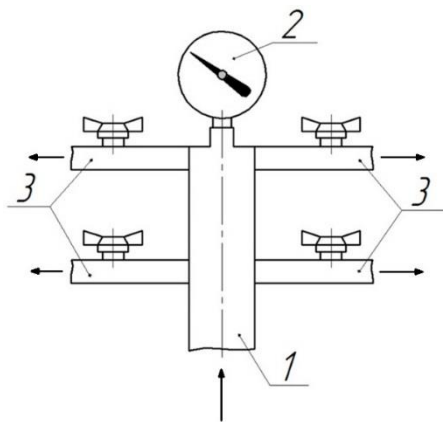


Рисунок 3.9 – Схема регулирования давления перед турбиной ТК:

1 – коллектор заводской магистрали;
2 – манометр; 3 – патрубки с вентилями для регулирования подачи воздуха к турбине ТК

Сжатый в компрессоре турбокомпрессора воздух поступал во впускной трубопровод 3 и далее либо сбрасывался в атмосферу, либо направлялся в цилиндр модели поршневого двигателя размерности 8,2/7,1.

3.1.2. Экспериментальная установка для исследования процесса выпуска в поршневом двигателе с наддувом и без него

Для исследования газодинамических и теплообменных характеристик потоков в выпускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом и без него была разработана и изготовлена экспериментальная установка, представленная на рисунке 3.10.

Ее конструкция во многом схожа с установкой, рассмотренной выше. Как видно из рисунка, установка также состоит из двух основных частей – поршневой части и системы турбонаддува (ТК со вспомогательными системами).

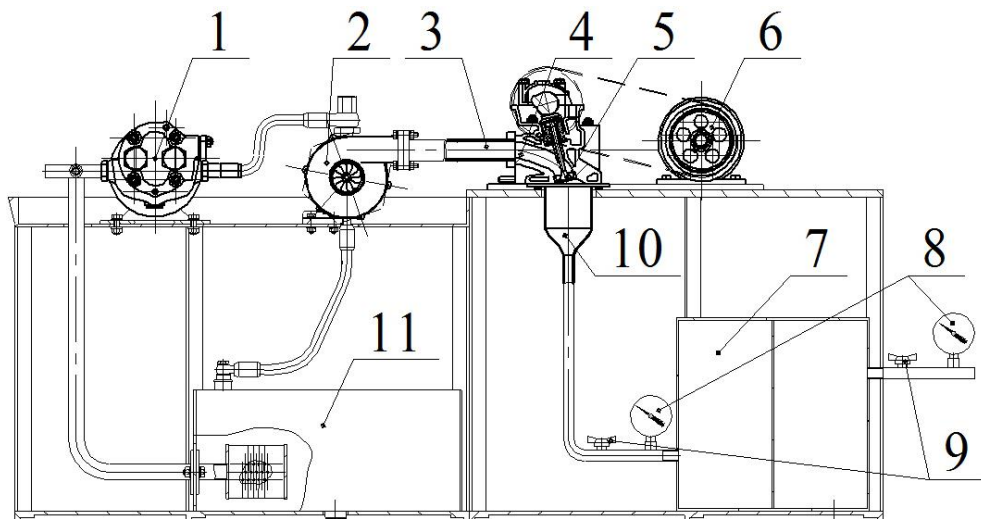


Рисунок 3.10 – Схема экспериментальной установки для исследования процессов в выпускном трубопроводе поршневых ДВС с турбонаддувом: 1 – агрегат маслозакачивающий; 2 – турбокомпрессор; 3 – выпускной трубопровод; 4 – головка цилиндров; 5 – выпускной клапан; 6 – Электрический двигатель (асинхронный); 7 – бак-ресивер; 8 – манометр; 9 – вентили; 10 – цилиндр-дутьевая камера; 11 – масляный бак

При исследованиях газодинамики и теплообмена в выпускном трубопроводе использовался тот же турбокомпрессор, что и при изучении процесса впуска. Рассмотрим некоторые особенности поршневой части установки при исследовании процесса выпуска (рисунок 3.11).

Сжатый воздух нагнетался компрессором из заводской магистрали и поступал в бак 3, перед которым установлен манометр 1 и клапан 2. В установке имелась возможность регулировать избыточное давление на выпуске с помощью клапана 2. Бак 3 с выравнивающей решеткой 4 служил для стабилизации потока перед подачей его в цилиндр 5 и далее в выпускной тракт. Цилиндр 5 также был снабжен хонейкомбом 6 для выравнивания потока, поступающего в него воздуха.

Механизм газораспределения экспериментальной установки также заимствован от автомобильного двигателя ВАЗ-ОКА (2Ч 8,2/7,1): установлена головка цилиндров 8 в сборе с некоторыми доработками. Периоды фаз газораспределения и величины подъемов клапанов экспериментальной установки соответствовали параметрам для автомобильного двигателя ВАЗ-ОКА (указаны выше в данной главе).

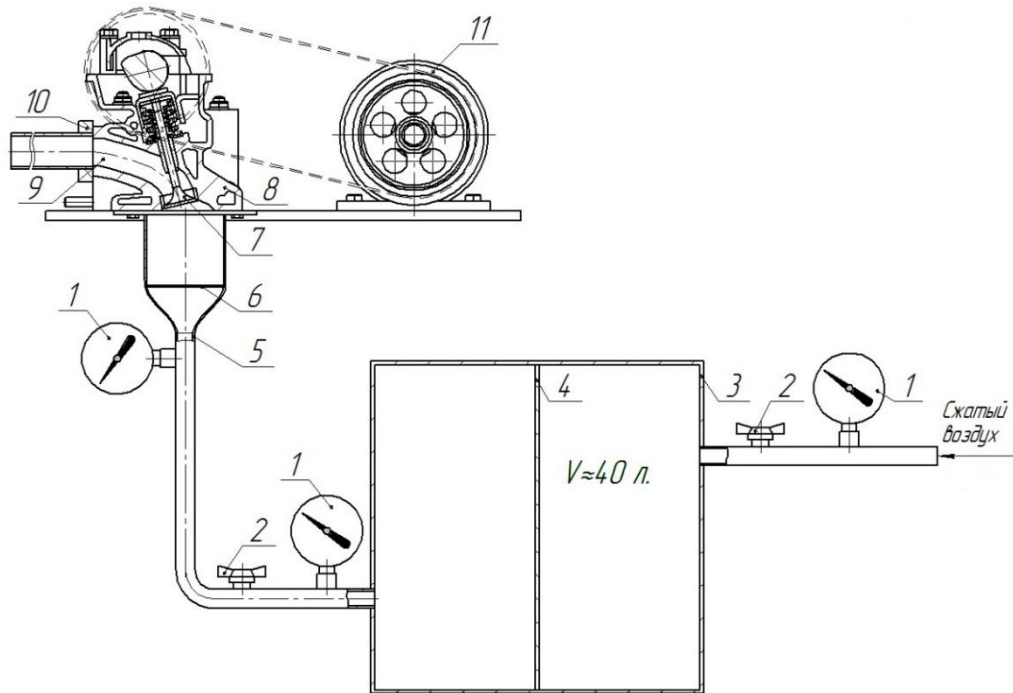


Рисунок 3.11 – Схема поршневой части экспериментальной установки для исследования процесса выпуска в поршневом ДВС: 1 – манометр; 2 – клапаны; 3 – бак-ресивер; 4 – выравнивающая решетка; 5 – цилиндр; 6 – хонейкомб (выравнивающая решетка); 7 – выпускной клапан; 8 – головка цилиндров; 9 – выпускной канал в головке цилиндров; 10 – выпускной трубопровод; 11 – асинхронный электродвигатель

Привод распределительного вала осуществлялся через ременную передачу с помощью электрического двигателя (асинхронного) 11. Преобразователь частоты регулировал частоту вращения распредвала от 300 до 1500 мин⁻¹. Алгоритм управления частотой вращения распределительного вала установки полностью идентичен системе, описанной выше.

На рисунке 3.12 представлена одна из возможных конфигураций выпускного тракта установки при исследовании процесса выпуска. Исследуемые конфигурации отличались разными расстояниями до контрольных сечений, типом датчиков, которые в них устанавливались, длиной и формой поперечного сечения выпускного трубопровода и измерительного канала.

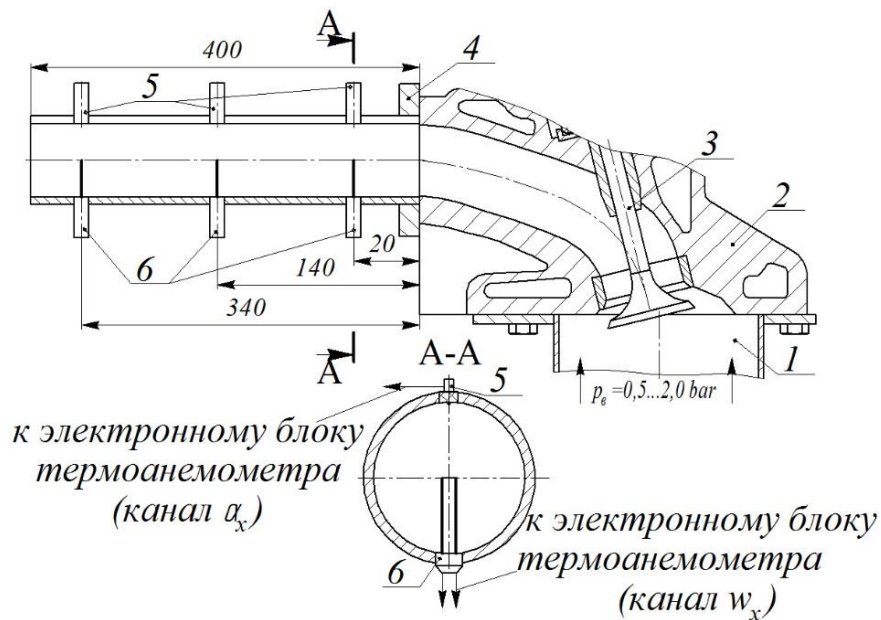


Рисунок 3.12 – Конфигурация исследуемого выпускного тракта: 1 – цилиндр; 2 – головка блока; 3 – выпускной клапан; 4 – исследуемый выпускной трубопровод; 5 – датчики термоанемометра для определения локальной теплоотдачи; 6 – датчики термоанемометра для определения скорости потока газа

Длина опытного выпускного трубопровода 4 составляла 400 мм, внутренний диаметр – 30 мм. В трубопроводе умелось три контрольных сечения на расстояниях 20, 140 и 340 мм для установки измерительных датчиков давления и термоанемометров.

В выпускном трубопроводе также устанавливались профилированные участки с разными поперечными сечениями, длина которого составляла приблизительно 30 % от общей длины выпускного тракта.

В данном случае также использовались участки с поперечными сечениями в форме круга, квадрата и равностороннего треугольника. В связи с недостаточным количеством экспериментальных данных о тепломеханических характеристиках газовых потоков в выпускном трубопроводе с учетом газодинамической нестационарности процессов и довольно слабой изученностью данной проблемы в качестве исходной базы также был выбран прямолинейный трубопровод. Во всех случаях (в традиционном трубопроводе и трубопроводе с профилированными участками) эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 составлял 30 мм.

Неровности при переходе от одной формы поперечного сечения к другой сглаживались с помощью пластичного материала.

Основные размеры профилированных участков для выпускного трубопровода приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2

**Геометрические характеристики профилированных участков
(выпускной тракт)**

Форма поперечного сечения участка	Внутр. диаметр d или сторона a , мм	Периметр поперечного сечения участка P , мм	Площадь поперечного сечения участка F , мм ²	Эквивалентный (гидравлический) диаметр участка d_3 , мм
Круг	30	94,2	706,9	30,0
Квадрат	30	120,0	900,0	30,0
Равносторон. треугольник	52,0	155,9	1169	30,0

Общий вид (фотография) поршневой части экспериментальной установки для исследования процесса выпуска показан на рисунке 3.13.

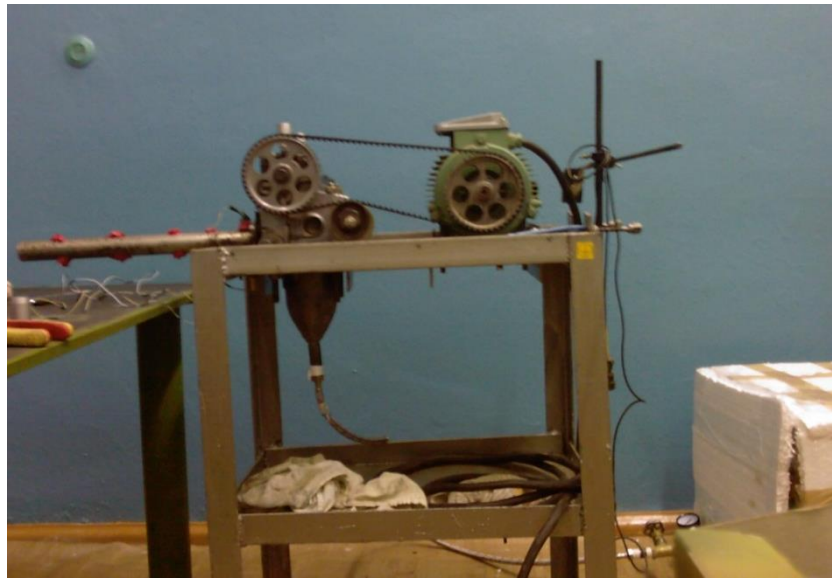


Рисунок 3.13 – Фотография экспериментальной установки (поршневой части) для исследования процесса выпуска в ДВС

В дальнейшем при описании и анализе результатов серии исследований газодинамики и теплообмена в выпускном тракте будет приводиться конкретная его конфигурация, а также типы и места установки датчиков, используемых в экспериментах.

3.1.3. Измерение частоты вращения и угла поворота коленчатого вала

При изучении процессов в газоздушных трактах ДВС в условиях газодинамической нестационарности необходимо однозначно определять частоту вращения коленчатого вала и прохождение поршнем верхней мертвой точки (ВМТ) и нижней мертвой точки (НМТ), а также индцировать моменты открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов. Не располагая надежными экспериментальными данными, оценивающими указанные исходные величины в отдельных замерах, нельзя определить, например, расходные характеристики двигателя или его мощностные показатели на заданном режиме. Невозможно даже настроить испытательную установку на определенный режим, если нет соответствующих приборов контроля

мгновенной скорости вращения коленвала. Таким образом точное определение частоты вращения и угла поворота коленчатого вала поршневого двигателя является необходимым условием проведения исследований процессов в газоздушных трактах поршневых ДВС.

В рассматриваемой работе использовался тахометрический датчик (с авторскими доработками конструкции). Датчик состоял из двух элементов: зубчатого диска, который крепился на коленчатом вале модели двигателя, и индуктивного датчика, закрепленного на специальном штативе (рисунок 3.14). Зубчатый диск 1 крепился на коленчатом валу 2 и фиксировался на нем при помощи муфты 3. Индуктивный датчик 4 монтировался на специальном штативе 5, и устанавливался так, чтобы расстояние от его чувствительного элемента до зуба на диске составляло около 3-8 мм.

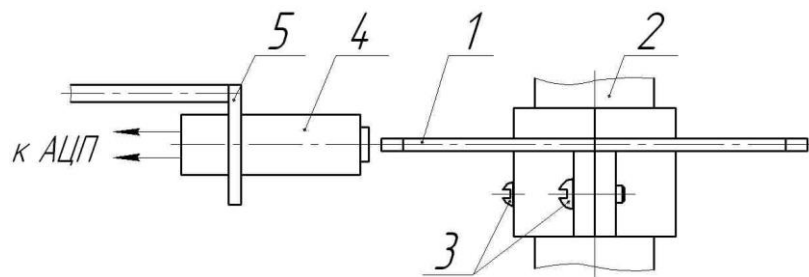


Рисунок 3.14 – Схема установки тахометрического датчика (вид сверху):

1 – зубчатый диск; 2 – коленчатый вал; 3 – муфта; 4 – индуктивный датчик;
5 – штатив

Зубчатый диск имел лишь два зуба под углом 180 градусов друг относительно друга. На коленчатом валу установки зубчатый диск фиксировался в соответствии с положением поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) и нижней мертвой точке (НМТ), т. е. один из зубьев соответствовал нахождению поршня в ВМТ, а другой – в НМТ.

Аналоговый сигнал с индуктивного датчика представлял собой импульс напряжения, который фиксировался с помощью АЦП. Частота сигнала была пропорциональна частоте вращения коленвала. Для того, чтобы однозначно отличать сигналы от зубьев, соответствующих нижней и верхней мертвым точкам (НМТ и

ВМТ), зубья имели несколько отличающиеся геометрические размеры, что при обработке сигналов давало различную величину амплитуды напряжения. Соответственно, по наличию тех или иных импульсов можно было судить о текущем положении коленчатого вала и, соответственно, определять нахождение поршня в верхней мертвой точке и/или нижней мертвой точке.

В качестве примера на рисунке 3.15 показан аналоговый сигнал, получаемый с тахометра: положению поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) соответствует сигнал напряжения меньшей амплитуды, чем сигнал – в положении нижней мертвой точки (НМТ).

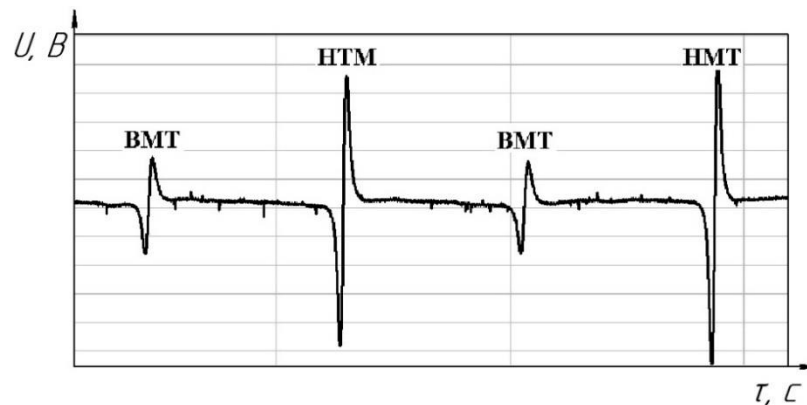


Рисунок 3.15 – Пример выходного сигнала тахометра

Таким образом, однозначно определялась частота вращения коленвала и положение поршня в цилиндре поршневого ДВС.

3.1.5. Измерение частоты вращения ротора турбокомпрессора

Частота вращения ротора турбокомпрессора – один из важнейших параметров, который измеряется при исследованиях и испытаниях поршневых двигателей с турбонаддувом. Системы наддува на основе турбокомпрессоров начали использоваться относительно недавно (около 40 лет назад). Поэтому измерительная аппаратура для контроля этих систем еще полностью не отлажена. Более того, на сегодняшний день до сих пор существуют проблемы технического характера, которые затрудняют измерение частоты вращения ротора турбокомпрессора. Среди них

можно выделить: недоступность ротора ТК прямому наблюдению, высокие частоты вращения (вплоть до 250 000 мин⁻¹) и довольно высокая температура выпускных газов (до 1000 °С), раскручивающих ротор ТК [185; 186].

На основе анализа литературы в данной работе был выбран метод бесконтактной тахометрии, который обеспечивает достаточно высокую точность и не оказывает влияния на функционирование турбокомпрессора. В данной работе для измерения частоты вращения ротора турбокомпрессора (ТК) применялся цифровой тахометр модели СЕМ АТ-6 (рисунок 3.16).



Рисунок 3.16 – Датчик частоты вращения ротора ТК

Частота вращения ротора ТК измерялась с помощью датчика с лазерным целеуказателем и отражательной ленты (расположенной на одной из лопаток колеса компрессора). Рассматриваемый датчик обеспечивал измерения с погрешностью $\pm 0,5 \%$.

3.1.6. Измерение мгновенных значений статических давлений во впускных и выпускных трубопроводах поршневых ДВС

Поскольку при исследованиях процессов во впускном и выпускном трактах нет высоких значений давления и температуры, то использовался пьезоэлектрический датчик давления. Однако, следует иметь в виду, что для разных систем датчики должны обладать разными измерительными характеристиками. Это связано с диапазонами измеряемых температур, давлений и других условий работы [187; 188]. Например, диапазон изменения избыточного статического давления для впускной

системы составляет от $-1,0$ до $+5$ бар, для выпускной системы – от $-1,5$ до $+1,5$ бар.

В данной работе для измерений мгновенных значений давления (статического) потоков в выпускном трубопроводе использовался датчик давления S-10 фирмы WIKA (рисунок 3.17), с быстродействием менее 1 мс, диапазон измерения от $-1,5$ до $+1,5$ бар, погрешность составляет $\pm 0,25$ %.

Подобный датчик использовался и для определения давления наддува во впускном трубопроводе и измерения пульсаций потока в нем с диапазоном показаний от $-2,5$ до $2,5$ бар, погрешностью 0,5 % от предела измерений, выходным аналоговым сигналом от 0 – 5 В.



Рисунок 3.17 – Датчик давления наддува модели S-10

3.1.7. Измерение пульсирующего расхода газа

Потоки жидкостей и газов, характерные при работе поршневых двигателей, в большинстве своем имеют пульсирующий, прерывистый, т.е. так называемый нестационарный характер течения (с периодическими ускорениями и замедлениями). Газодинамическая нестационарность потоков, с которыми приходится иметь дело при исследованиях и испытаниях поршневых ДВС, органически свойственна им не только на неустановившихся ($n = \text{var}$), но и на установившихся ($n = \text{const}$) режимах работы.

Известно, что газодинамическая нестационарность потоков сглаживается при увеличении числа оборотов вала двигателя и с переходом на большее число цилиндров, но в принципе всегда имеет место независимо от количества цилиндров и скоростного режима работы. Это обстоятельство, а также нестационарность (неод-

нородность) течения газов в поперечном сечении, значительно осложняют определение истинных параметров потока и служат источником основных погрешностей при определении расходных характеристик.

Все это довольно серьезно влияет на определение истинных газодинамических и расходных характеристик во впускных и выпускных трактах поршневых ДВС, работающих в условиях газодинамической нестационарности.

В последние годы для создания методов измерения мгновенных скоростей (и расходов) пульсирующего потока широко используются различные физические явления. Все применяемые в настоящее время физические методы можно разделить на две группы [10].

К первой следует отнести способы, в основе которых лежит эффект уноса потока субстанции, величина которого характеризует скорость. Такой субстанцией может быть тепло нагретой нити или тела, активные частицы, нанесенные на измеритель, ионы, возбуждаемые в некотором потоке объема разрядом и др. Ко второй группе можно отнести способы, в основе которых лежат различные трассеры: механические частицы, аэрозоли, соли, химические вещества, тепловые и ионные облачки, акустические волны и др. Оба указанных метода можно применять как для измерения средних, так и мгновенных скоростей потока.

Принципиально в качестве измерительного элемента прибора для измерения скорости потока по количеству уносимого тепла можно использовать любое тело с температурой, отличной от температуры потока. Все приборы, созданные по такому принципу, можно назвать термоанемометрами. Из них наибольшее применение получил термоанемометр с нагретой нитью. Он используется для измерения пульсаций скорости потока и обладает высокой разрешающей способностью. Поэтому данный способ был выбран для исследования тепломеханических характеристик газовых потоков во впускных и выпускных трубопроводах поршневых двигателей в условиях газодинамической нестационарности (поскольку термоанемометры компактны, обладают высокой чувствительностью, малой инерционностью и достаточной точностью). В приложении 3 более подробно описаны требования к термоанемометрической аппаратуре и общая теория термической анемометрии.

В наших исследованиях был разработан термоанемометр постоянной температуры для измерения параметров пульсирующих течений газовых потоков на основе электрической схемы, представленной в [61]. Созданная электрическая схема показана на рисунке 3.18 (защищена патентом РФ [163]).

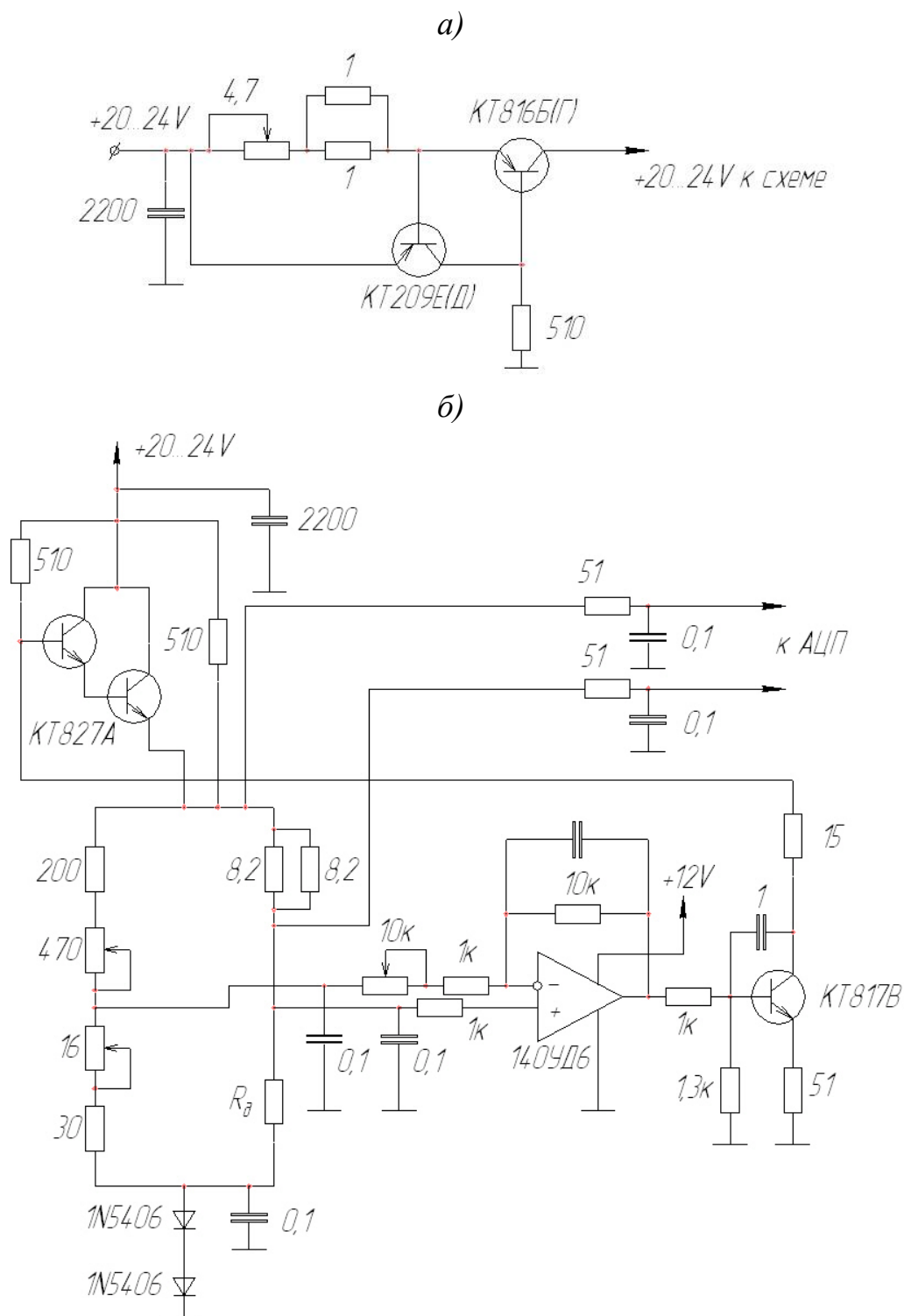


Рисунок 3.18 – Электрическая схема термоанемометра: а) схема защиты нити от перегрева; б) схема термоанемометра постоянной температуры с обратной связью

Схема состоит из двух элементов: термоанемометра постоянной температуры и блока защиты. Блок защиты предназначен для предотвращения перегрева чувствительного элемента (нити) за счет ограничения величины силы тока ее нагрева во время настройки термоанемометра перед работой.

Внешний вид термоанемометра показан на рисунке 3.19.

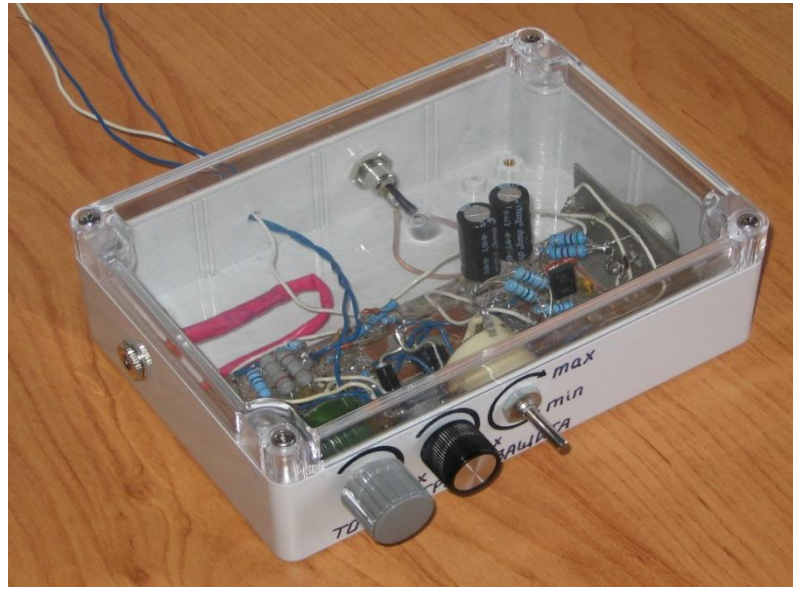


Рисунок 3.19 – Внешний вид термоанемометра постоянной температуры оригинальной конструкции [163]

Источником энергии для работы термоанемометров являлся блок-питания с параметрами на выходе: сила тока не менее 1,5 А, постоянное напряжение 20-24 В. Выходным сигналом термоанемометров являлся аналоговый сигнал в виде напряжения величиной до 5 В, который поступал в аналого-цифровой преобразователь (АЦП) и далее обрабатывался на персональном компьютере (ПК) в специализированной программе.

В данном исследовании в датчиках термоанемометра использовалась нихромовая нить диаметром 5 мкм, длиной 5 мм в качестве чувствительного элемента. Нить крепилась к токопроводящим стержням с помощью точечной сварки. Таким образом обеспечивался надежный контакт нити со стержнями. Далее они заливались эпоксидным клеем в специальной втулке. Фотография датчика термоанемометра представлена на рисунке 3.20.



Рисунок 3.20 – Фотография датчика термоанемометра

Электрическое сопротивление датчика термоанемометра в холодном состоянии равнялось 1,8–2,3 Ом. На основе опытных данных было установлено, что его тарировочная кривая оставалась неизменной в течение не менее 21 дней. Такие параметры системы были достаточными для решения задач данного исследования.

Статическая и динамическая тарировки (см. приложение 3) были проведены с целью определения характеристик термоанемометра (быстродействие, качество отработки сигнала, входные и выходные параметры напряжения и силы тока и т. д.). Более подробно тарировка термоанемометра и его датчиков приведена в [189].

Один из основных параметров, влияющим на качество газообмена в поршневых ДВС, является объемный и/или массовый расход газов через впускную и/или выпускную систему двигателя. При этом, именно расходные характеристики определяют величину эффективной мощности, которую может выработать ДВС.

Измерение объемного расхода основано на определении мгновенной средней по поперечному сечению канала скорости газового потока в контрольном сечении газоздушного тракта с помощью термоанемометра.

В данной работе объемный расход пульсирующего потока газа определялся следующим образом (на примере процесса впуска). Сначала определялась величина единичного объема Q_e , поступившего в цилиндр за процесс впуска. Величина Q_e рассчитывалась численным интегрированием зависимости $w = f(\varphi)$ для каждого

процесса впуска. Величина Q_e находилась как средняя по выборке отдельных процессов впуска за весь период измерений. Таким образом объемный расход Q , м³/с пульсирующего потока при впуске в поршневом ДВС рассчитывался как сумма единичных объемов Q_e умноженная на их количество за время $\tau = 1$ с. Затем объемный расход Q пересчитывался на нормальные технические условия. Аналогичным образом определялся объемный расход пульсирующего газа в процессе выпуска в поршневом ДВС.

Установлено, что характер зависимости объемного расхода Q от частоты вращения коленвала n определяется взаимодействием двух факторов: величиной единичного объема Q_e и их количества m (за время $\tau = 1$ с). Поскольку с ростом частоты вращения коленчатого вала m растет линейно, то определяющей является функция $Q_e = f(n)$.

3.1.8. Автоматизированные системы сбора и обработки экспериментальных данных

Рассмотрим пример автоматизированной системы сбора данных на основе аналого-цифрового преобразователя (АЦП) адаптированной для исследований газодинамики и теплообмена во впускном и выпускном трактах ДВС в условиях газодинамической нестационарности [190-192].

Для этих целей на базе АЦП модели E14-140 (производитель фирма L-Card) была создана система сбора и обработки экспериментальных данных, передающая автоматически (в режиме реального времени) информацию в ПК. АЦП E14-140 является многофункциональным измерительным модулем, который подключается к персональному компьютеру с помощью USB-интерфейса. Рассматриваемый многоканальный четырнадцати разрядный АЦП мог работать одновременно с четырьмя измерительными каналами.

В данном исследовании необходимо было регистрировать следующие показатели:

1. Частоту вращения n и угол поворота φ коленчатого вала (для получения этих данных использовался тахометрический датчик).
2. Мгновенную скорость w_x воздуха (применялся метод термоанемометрирования).
3. Барометрическое давление p_o и статическое давление потока p_x в трубопроводах (барометр и датчик давления).
4. Температуру газового потока T (термопара).

Блок-схема созданной системы сбора данных показана на рисунке 3.21.

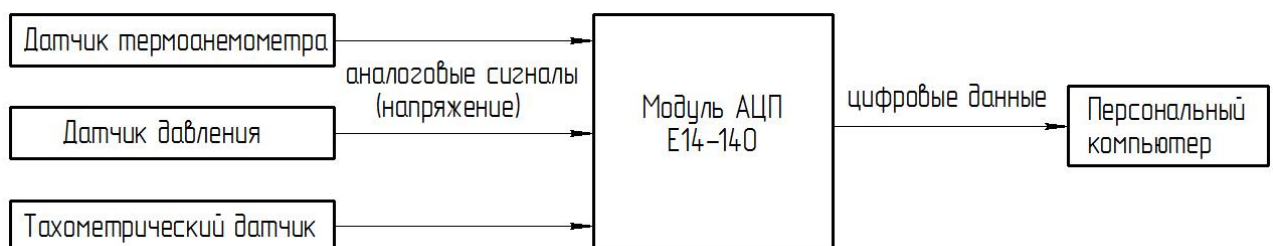


Рисунок 3.21 – Блок схема системы сбора данных для исследований процессов во впускных и выпускных трактах поршневых ДВС

Поскольку характерными особенностями процессов во впускных и выпускных трактах ДВС являются их динамичность (например, длительность процесса впуска находится в диапазоне от десятых долей секунды до сотых) и высокая нестационарность. Поэтому, используемые датчики должны обладать соответствующим быстродействием, а АЦП должна иметь необходимую частоту дискретизации сигнала по уровню и по времени [192]. Соответственно, основным требованием при выборе аналого-цифрового преобразователя являлась максимальная частота дискретизации аналогового сигнала по времени. Согласно теореме теоремы Котельникова [193] частота дискретизации сигнала по времени должна быть в 2-3 раза больше, чем измеряемая частота, содержащаяся в аналоговом сигнале. Для АЦП E14-140 максимальная частота преобразования составляет 100 кГц, что существенно превышает частоты, присутствующие в поступающем сигнале.

3.2. Газодинамические и расходные характеристики процессов газообмена в двигателях без наддува

3.2.1. Численное моделирование процессов газообмена в двигателях без наддува

Как отмечалось в главе 1, методы исследования газоздушных трактов поршневых ДВС можно разделить на две группы: теоретический анализ и физико-математическое (численное) моделирование процессов; методы экспериментального исследования процессов газообмена. Данный подраздел посвящен возможностям математического моделирования процессов газообмена в ДВС без турбонаддува.

Сегодня во всем мире проектирование, модернизация, доводка и исследования поршневых ДВС не производится без проведения математического моделирования и компьютерной оптимизации [9; 10]. Важность и актуальность выполнения моделирования все более возрастает с ужесточением экологических требований, а также требований экономичности и высоких удельных показателей поршневых ДВС. Предварительное физико-математическое моделирование вопросов, связанных с совершенствованием рабочих процессов ДВС, процессов смесеобразования и сгорания и процессов газообмена позволяет существенно сократить объем дорогостоящих лабораторных и экспериментальных работ, а также продолжительность проектирования.

В данной работе перед проведением экспериментальных исследований было выполнено численное моделирование процессов впуска и выпуска в программных комплексах ACTUS, разработанного швейцарской фирмой ABB Turbo Systems, и Дизель-РК, разработанного в МГТУ им. Н. Баумана.

Ниже приводится пример предварительных расчетов перед проведением экспериментальных исследований процессов газообмена в поршневых ДВС без турбонаддува, выполненных с помощью программного комплекса Дизель-РК.

В качестве объекта моделирования служил автомобильный двигатель ВАЗ-ОКА (стандартное обозначение 2Ч 8,2/7,1).

При расчетах закладывались следующие исходные данные:

- схема поршневого ДВС – рядный двигатель;
- тип процесса – бензиновый без турбонаддува (дизель с турбонаддувом);
- число цилиндров – 2;
- тактность ДВС – четырехтактный двигатель;
- система охлаждения ДВС – жидкостная.

Параметры окружающей среды:

- температура воздуха t_0 – 20 °С;
- барометрическое давление p_0 – 735 мм. рт. ст.;
- в случае моделирования двигателя с турбонаддувом степень повышения давления в компрессоре π_k составляла 1,1 и 1,2.

Характеристики цилиндропоршневой группы (ЦПГ):

- степень сжатия ε – 9,9.
- частота вращения коленчатого вала n изменялась в диапазоне от 600 до 3000 мин⁻¹;
- диаметр цилиндра D – 82 мм;
- ход поршня S – 71 мм;

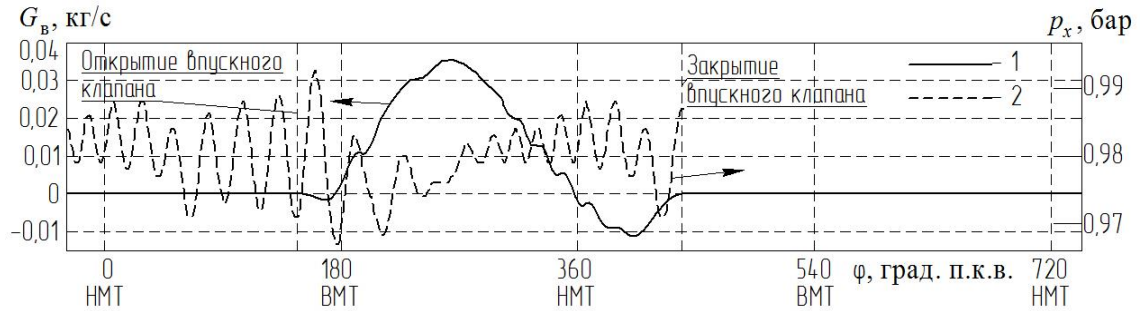
Конструкция головки цилиндра – двухклапанная.

Фазы газораспределения задавались в соответствии со штатными параметрами автомобильного двигателя ВАЗ-ОКА, которые указаны в разделе 3.1.1.

Конфигурация (длина и диаметр поперечного сечения) газовоздушных трубопроводов (впускных и выпускных каналов в головке, а также впускных и выпускных трубопроводов) задавались согласно этим показателям для экспериментальной установки (см. главу 3).

Результаты численного моделирования процесса впуска применительно к двигателю 2Ч 8,2/7,1 представлены на рисунке 3.22. На рисунке представлены совмещенные зависимости массового расхода воздуха G_v и полного давления p_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ для разных частот вращения коленвала n .

а)



б)

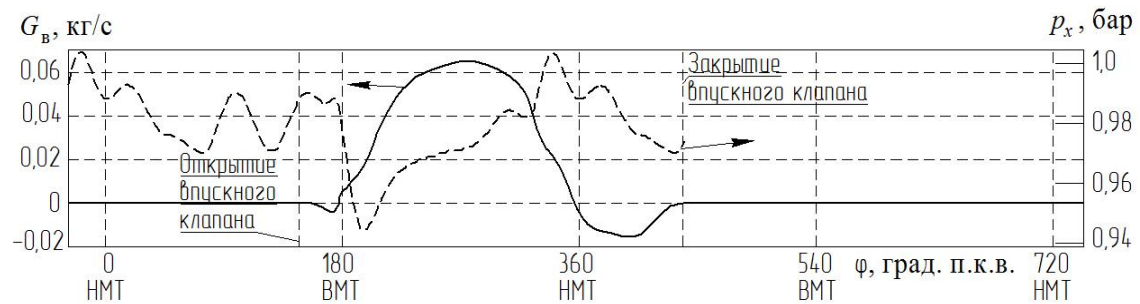


Рисунок 3.22 – Расчетные зависимости массового расхода газа G_v (1) и давления p_x (2) во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ при разных n : а – $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; б – 3000 мин^{-1}

На осциллограммах обращает на себя внимание провал расхода воздуха сразу после открытия впускного клапана, который объясняется тем, что в поршневом двигателе давление в цилиндре в начале открытия клапана выше давления во впускном трубопроводе, поэтому остаточные продукты сгорания вытекают через открывающийся впускной клапан, т.е. происходит так называемый заброс продуктов сгорания во впускной трубопровод [2; 66].

Заброс во впускной трубопровод может продолжаться и после верхней мертвой точки, пока давление в цилиндре остается больше давления за выпускным и перед впускным клапаном. На расчетных зависимостях (рисунок 3.22) это явление не наблюдается – наполнение цилиндра (рост расхода воздуха) происходит до (вблизи) верхней мертвой точки). Поэтому наполнение цилиндра в двигателях без турбонаддува начинается с запаздыванием – после (вблизи) верхней мертвой точки.

Также существует традиционное объяснение провала расхода воздуха после нижней мертвой точки (в конце процесса впуска). После нижней мертвой точки

(НМТ) – при перемещении поршня к верхней мертвой точки (ВМТ) уже в такте сжатия – давление в цилиндре остается некоторое время меньше давления перед впускным клапаном, даже несмотря на уменьшение объема. Воздух (или топливно-воздушная смесь) продолжает поступать в цилиндр через впускной клапан. При этом, если впускной клапан закрывается после того, как давление в цилиндре сравнивается с давлением перед впускным клапаном, то возникает обратное течение газов из цилиндра во впускной трубопровод [2; 66]. На рисунке 3.22 данное явление можно наблюдать сразу после прохождения поршнем нижней мертвой точки (НМТ).

На результатах численного моделирования достаточно странно выглядит отсутствие изменения расхода воздуха в период времени, когда впускной клапан закрыт. В то время как, известно, что во впускном трубопроводе могут возникать волновые явления в течение всего рабочего цикла двигателя (в течение всех 720 град. п.к.в.). Подтверждение этому можно наблюдать, если обратиться к расчетному графику изменения давления во впускном трубопроводе (рисунок 3.22). Из рисунка видно, что существенное изменение давления происходит в течение всего рабочего цикла двигателя. При этом можно отметить, что при средних частотах вращения коленчатого вала колебания давления во впускном трубопроводе происходят более интенсивно, тогда как при высоких – происходит некоторое их сглаживание.

Для сравнения результатов численного моделирования процесса впуска с данными экспериментальных исследований обратимся к рисунку 3.23, на котором представлены зависимости изменения скорости потока воздуха w_x и давления p_x от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе при разных частотах вращения коленвала. Эти зависимости были получены на одноцилиндровой установке, описанной разделе 3.1 данной главы.

На опытных осциллограммах (рисунок 3.23) сразу обращают на себя внимание ярко выраженные колебания, как скорости потока воздуха, так и давления во впуск-

ном трубопроводе поршневого двигателя, происходящие после закрытия впускного клапана (в течение всего рабочего цикла двигателя), которые не наблюдались при численном моделировании.

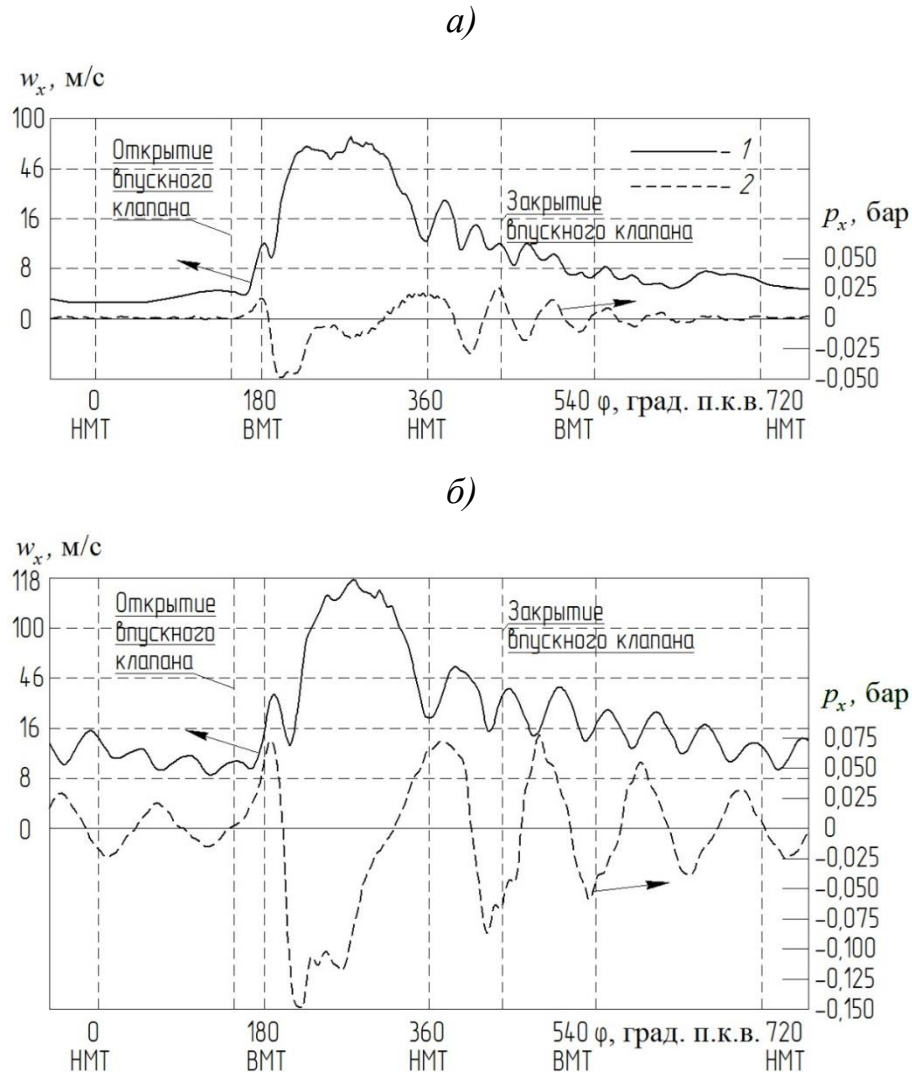


Рисунок 3.23 – Экспериментальные зависимости скорости потока газа w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе при разных n : а – $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; б – 3000 мин^{-1}

При этом, как на экспериментально полученных кривых, как и на расчетных кривых, можно отметить некоторый провал скорости потока воздуха сразу после открытия впускного клапана (в начале процесса впуска). Однако подобного провала после нижней мертвой точки (в конце процесса впуска) не наблюдается на экспериментально полученных осциллограммах, как это было отмечено при численном моделировании.

Таким образом, можно отметить, что вид кривых изменения массового расхода воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС, полученных экспериментально и численными методами более-менее схож только в период открытого впускного клапана (рисунок 3.24). После закрытия впускного клапана наблюдаются достаточно существенные расхождения в экспериментальных и расчетных данных.

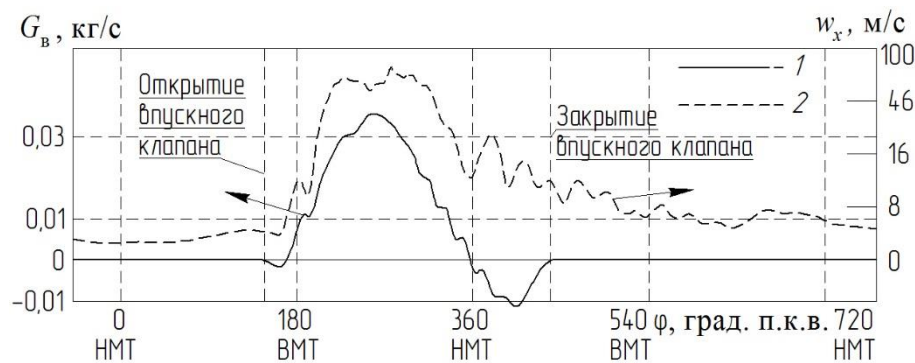


Рисунок 3.24 – Сопоставление расчетных (1) и экспериментальных (2)

зависимостей массового расхода G_v и скорости потока газа w_x

от угла поворота коленвала φ при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

Далее обратимся к результатам численного моделирования процесса выпуска применительно к двигателю 2Ч 8,2/7,1, которые представлены на рисунке 3.25. На этом рисунке показаны зависимости расхода воздуха G_v и давления p_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ при разных частотах вращения коленчатого вала.

В данном случае результаты численного моделирования процесса выпуска достаточно хорошо совпадают с классической теорией рабочих процессов ДВС в плане описания протекания процессов газообмена.

Так после открытия выпускного клапана и приблизительно до НМТ (нижней мертвой точки) наблюдается период свободного выпуска. Истечение газов из цилиндра происходит вследствие того, что давление в цилиндре в начале выпуска и давление вплоть до нижней мертвой точки (НМТ) выше давления в выпускном трубопроводе.

Далее от нижней мертвой точки (НМТ) до верхней мертвой точки (ВМТ) происходит принудительный выпуск. Скорость истечения газов и перепад давления в выпускном клапане определяются в основном скоростью движения поршня и отношением площади поперечного сечения клапанной щели к площади поршня. Следует отметить, что эта скорость также существенно зависит от характера нестационарного потока газов в выпускном трубопроводе [2; 66].

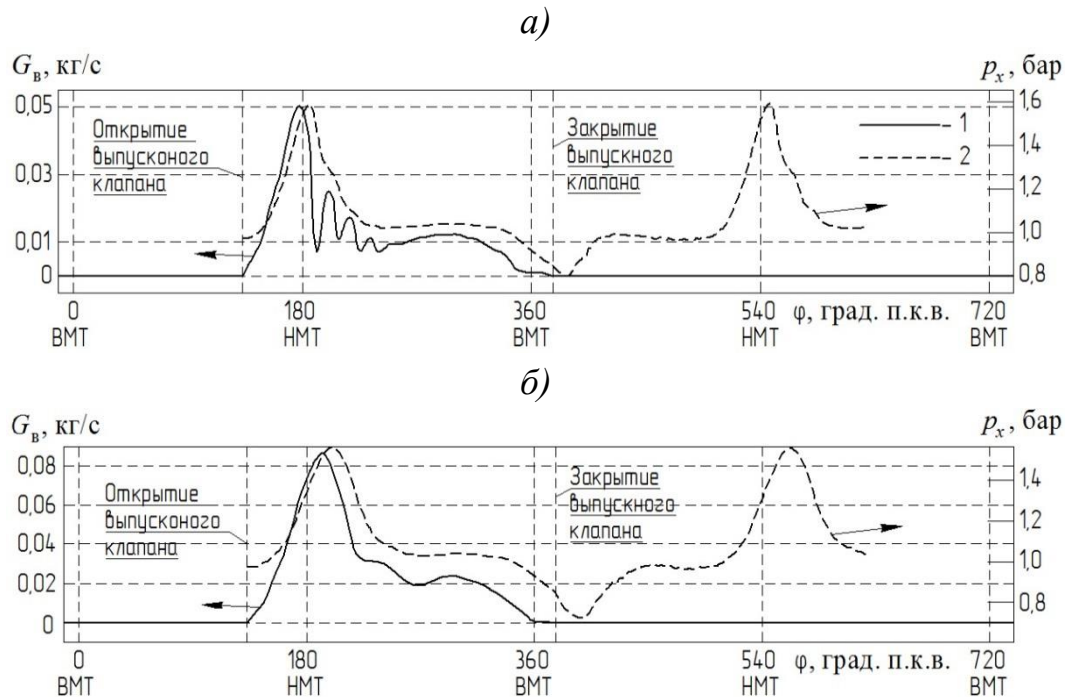


Рисунок 3.25 – Расчетные зависимости расхода газа G_v (1) и давления p_x (2) в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ при разных n :

$$a - n = 1500 \text{ мин}^{-1}; \text{ б} - 3000 \text{ мин}^{-1}$$

Во время перекрытия клапанов (период времени в районе верхней мертвой точки, когда одновременно открыты впускные и выпускные клапана) в двигателе без наддува давление в цилиндре в начале открытия впускного клапана выше давления во впускном трубопроводе, соответственно, продукты сгорания вытекают одновременно через выпускной клапан и открывающийся впускной клапан, т.е. происходит заброс продуктов сгорания во впускной трубопровод. Выпуск продуктов сгорания и их заброс во впускной трубопровод может продолжаться и после верхней мертвой точки (ВМТ), пока давление в цилиндре остается больше давления за выпускным и перед впускным клапанами. Из рисунка 3.25 видно, что после

верхней мертвой точки (ВМТ) изменение расхода газа практически прекращается. Во избежание чрезмерного заброса газов и ухудшения наполнения цилиндра угол перекрытия клапанов в двигателях без турбонаддува выполняют небольшим, по сравнению с комбинированными ДВС.

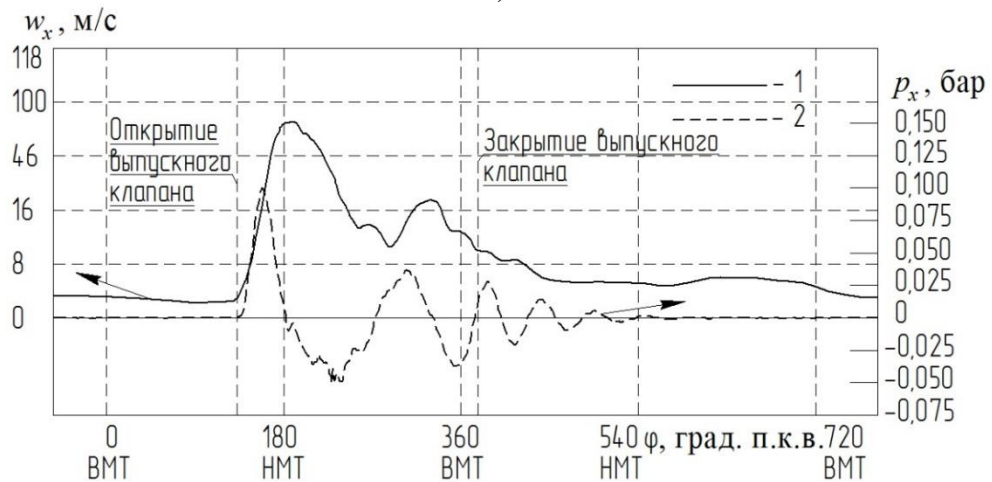
При этом известно, что о режиме течения в выпускном трубопроводе нельзя вполне достоверно судить только по отношению среднего давления за выпускным клапаном и давлению в цилиндре. Необходимо учитывать, что во время свободного выпуска в выпускной системе образуется волна давления большой амплитуды [2; 66] и критический режим течения обычно наступает до нижней мертвой точки (НМТ), а после нижней мертвой точки перепад давления и скорость понижаются до значений, характерных для принудительного выпуска. При этом, результаты численного моделирования подтверждают существование волн давления, образующихся в выпускном трубопроводе, однако, на изменение расхода газа они никак не сказываются (рисунок 3.25).

Для сравнения результатов численного моделирования и экспериментальных исследований процесса выпуска рассмотрим к рисунку 3.26. На рисунке 3.26 представлены зависимости скорости потока воздуха w_x и давления p_x от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном трубопроводе при избыточном давлении $p_b = 2,0$ бар при разных частотах вращения коленчатого вала. Эти зависимости были получены на одноцилиндровой установке, описанной в разделе 3.1.

Сопоставление рисунков 3.25 и 3.26 показывает, что общий вид кривых изменения скорости потока воздуха и давления в выпускном трубопроводе поршневого двигателя, полученных экспериментально и численными методами, очень схож за исключением двух моментов [194; 195]:

- при экспериментальных исследованиях после закрытия выпускного клапана скорость потока не обращается в ноль;
- после закрытия выпускного клапана наблюдаются некоторые колебания давления газов, наиболее выраженных при высоких частотах вращения коленчатого вала двигателя.

а)



б)

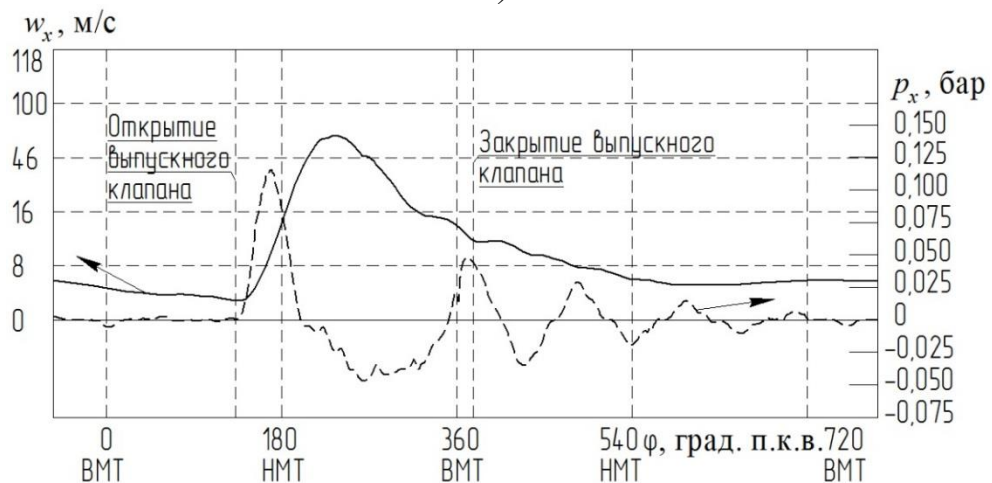


Рисунок 3.26 – Экспериментальные зависимости скорости потока газа w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном трубопроводе при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0$ бар при разных n :

а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – 3000 мин^{-1}

3.2.2. Газодинамические и расходные характеристики процесса впуска в двигателях без наддува

В данном подразделе представлены результаты экспериментальных исследований газодинамических и расходных характеристик процессов во впускном трубопроводе постоянного круглого поперечного сечения, а также производится оценка влияния аэродинамического сопротивления на эти характеристики.

В двигателестроении для обеспечения равномерного поля скоростей во впускных трубопроводах поршневых ДВС принято применять каналы с поперечными сечениями в форме круга или овала. Считается, что именно такая форма трубопроводов является оптимальной с точки зрения газодинамических, расходных и теплообменных характеристик процесса впуска [9; 10]. Поэтому экспериментальные исследования процесса впуска необходимо начать именно с впускных трубопроводов постоянного круглого поперечного сечения.

Конфигурация впускного тракта экспериментальной установки и места установки датчиков представлены на рисунке 3.27.

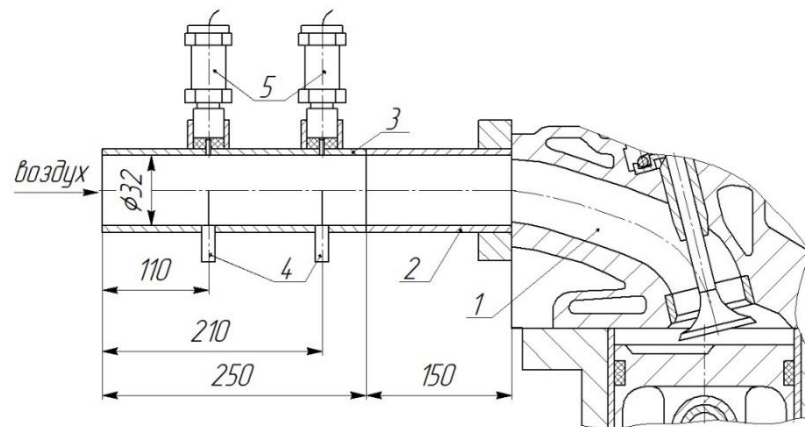
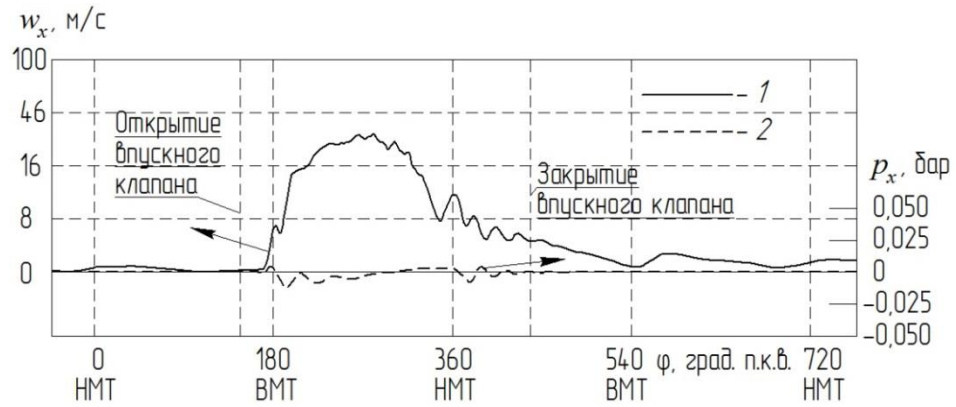


Рисунок 3.27 – Конфигурация исследуемого впускного тракта экспериментальной установки и места установки датчиков: 1 – головка цилиндров; 2 – впускной трубопровод; 3 – измерительный канал; 4 – датчики термоанемометра для измерения скорости потока газа; 5 – датчики давления

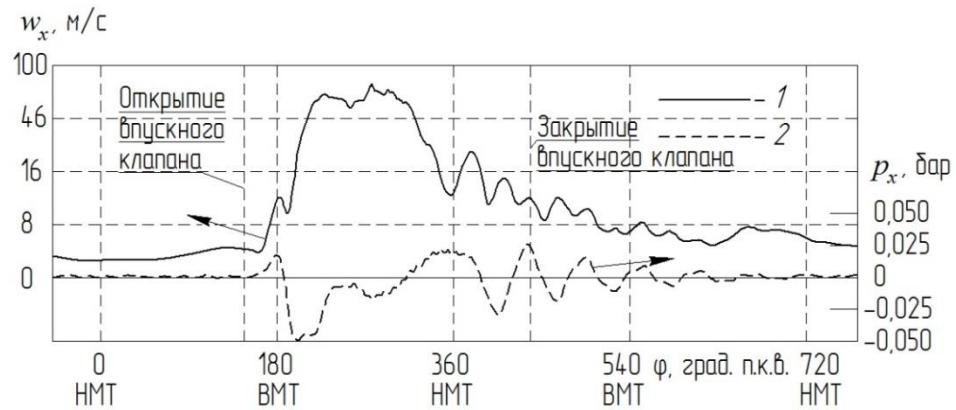
Экспериментально полученные зависимости изменения местной скорости потока воздуха w_x и давления p_x во впускном трубопроводе с круглого поперечного сечения от угла поворота коленчатого вала φ при разных его частотах вращения показаны на рисунке 3.28.

Установлено, что для данной формы поперечного сечения впускного трубопровода динамика (сложность вариации w_x) газового потока усложняется с увеличением частоты вращения коленчатого вала [196]. Максимальная скорость воздуха во впускном трубопроводе увеличивается с ростом n . Одновременно усиливаются пульсации скорости потока воздуха.

а)



б)



в)

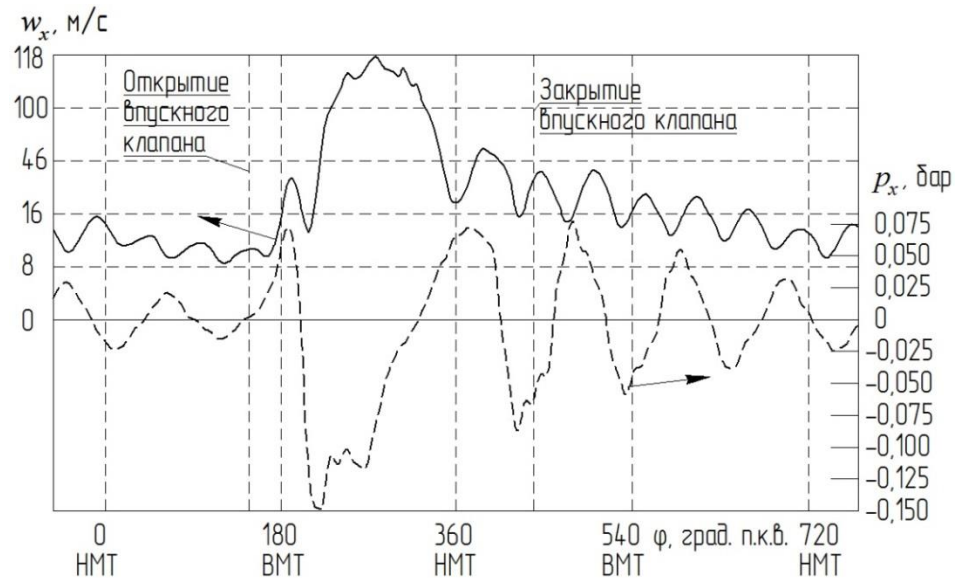


Рисунок 3.28 – Зависимости местной ($l_x=210 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе круглого поперечного сечения при разных n :

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \text{ б} - 1500; \text{ в} - n = 3000$$

После закрытия впускного клапана (завершения процесса впуска) наблюдаются ярко выраженные пульсационные эффекты. Они, вероятно, объясняются тем, чтодвигающийся по инерции газовый поток отражается от закрытого впускного клапанного узла и начинает двигаться в обратном направлении. При этом вблизи клапана возникает область разряжения, которая заставляет поток вернуться обратно с последующим повторным отражением, и так далее. И если не использовать это явление с помощью специальных мер для динамического наддува, то наполнение цилиндра свежим зарядом уменьшается (из-за роста гидравлического сопротивления), что отрицательно сказывается на основных характеристиках двигателя [66; 197]. Рассматриваемый колебательный процесс столба воздуха в многоцилиндровых двигателях может отрицательно влиять на наполнение свежим зарядом соседних цилиндров. Поэтому один из способов совершенствования газодинамических характеристик процессов во впускном тракте может состоять в том, чтобы сгладить пульсационные эффекты после закрытия клапана, что должно положительно влиять на наполнение цилиндра свежим зарядом двигателя (в двигателе без использования динамического наддува) [198; 199].

Отметим, что при максимальных n (рисунок 3.28, *в*) процесс впуска во впускном трубопроводе постоянного круглого поперечного сечения начинается при наличии интенсивных переходных процессов, что также может отрицательно влиять на наполнение цилиндра свежим зарядом [196; 197].

При малых частотах вращения коленчатого вала (рисунок 3.28, *а*) процесс впуска начинается фактически с установившегося состояния. Это объясняется тем, что диссипативный процесс, гасящий колебательное движение воздушного столба, при малых частотах вращения коленвала успевает достаточно хорошо развиваться, и впуск происходит практически из стационарного состояния, тогда как при высоких частотах коленвала n диссипация не успевает завершиться и, соответственно, вплоть до следующего процесса впуска сохраняется уже упомянутое колебательное движение воздушного столба. Рассматриваемый эффект аналогичен тому, что происходит и в процессе выпуска, как это показано в [66] и далее в диссертации.

К впускным системам поршневых ДВС предъявляется ряд требований (они были подробно описаны в первой главе диссертации). Напомним, что основными из них являются минимальное аэродинамическое (гидравлическое) сопротивление и максимальное снижение аэродинамического шума. Оба этих показателя определяются во взаимосвязи с характеристиками дополнительных элементов газовоздушных трактов: каталитических нейтрализаторов, глушителей шума на впуске и выпуске, воздушных фильтров (сажевых фильтров), наличия наддува (турбокомпрессора или компрессора), а также геометрических размеров впускных и выпускных трубопроводов и характером (структурой) течения в них. При этом в российской и зарубежной литературе фактически отсутствуют данные о влиянии дополнительных элементов на газодинамику потока во впускных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания с учетом газодинамической нестационарности.

Далее представлены результаты исследования влияния аэродинамического сопротивления впускных систем на газодинамику в них применительно к поршневому двигателю размерности 8,2/7,1. Исследования проводились на экспериментальной установке, описанной в разделе 3.1. Конфигурация и геометрические размеры впускного тракта установки, а также места установки датчиков показаны на рисунке 3.27.

Влияние фильтрующего элемента на газодинамику во впускном трубопроводе исследовалось на разных типах фильтров с разными коэффициентами гидравлического сопротивления. В данной работе применялся традиционный воздушный фильтр (картонный) для автомобильных двигателей, который имел коэффициент гидравлического сопротивления $\xi = 7,5$. Другим типом фильтра являлся тканевый фильтр с коэффициентом $\xi = 32$. Коэффициент гидравлического сопротивления ξ определялся экспериментально по перепаду статического давления посредством продувки в лабораторных условиях.

На рисунках 3.29 и 3.30 показаны зависимости местных скорости потока воздуха w_x и давления p_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ для разных частот вращения коленвала n в системах без фильтра и при использовании различных фильтров впуска.

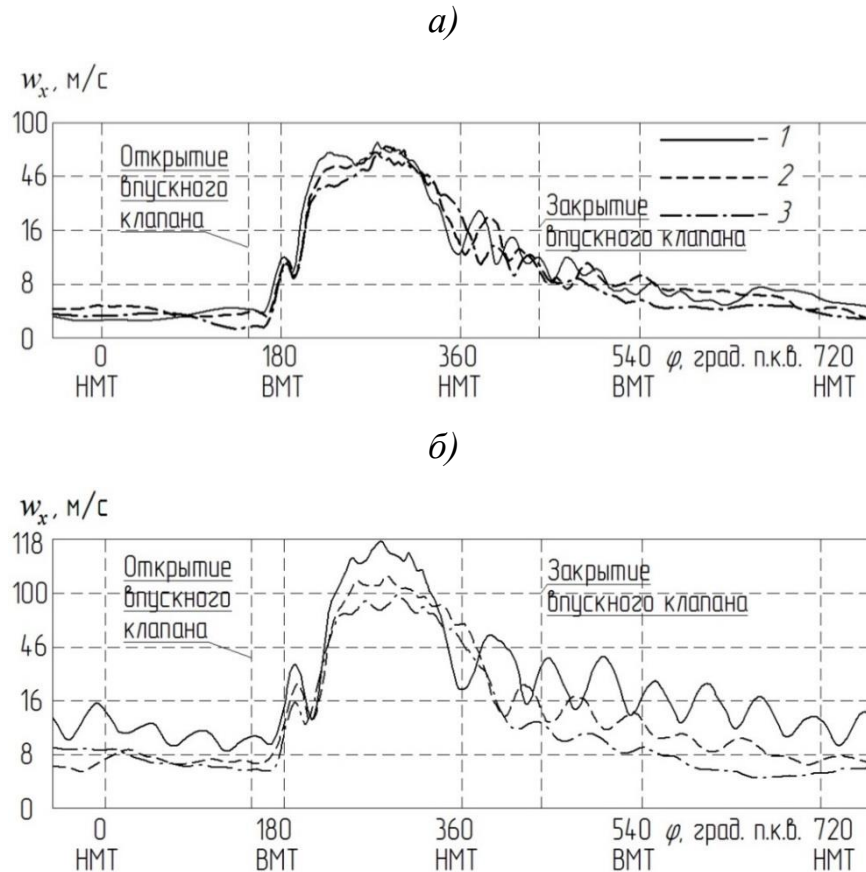


Рисунок 3.29 – Зависимость местной ($l_x = 210$ мм) скорости воздуха w_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ для разных типов фильтрующих элементов и при разных n : а – $n = 1500$ мин⁻¹; б – 3000 мин⁻¹
 1 – без фильтра; 2 – картонный фильтр; 3 – тканевый

Показано, что во впускных трубопроводах с фильтром и без него пульсации давления и скорости потока воздуха наиболее выражены при частотах вращения коленвала около 3000 мин⁻¹. При этом, как и следовало ожидать, значения максимальной скорости потока воздуха во впускном трубопроводе с картонным фильтром меньше, чем в трубопроводе без него (примерно на 5-20 %). Наибольшее снижение максимальной скорости потока характерно для высоких частот вращения коленвала n [196; 200; 201].

Установлено, что после закрытия впускного клапана значения скорости и давления потока воздуха во впускном трубопроводе не становятся равными нулю, а фиксируются некоторые их колебания (рисунки 3.28 и 3.30), что характерно для

всех n и всех типов фильтров. Аналогичные эффекты наблюдаются и для процесса выпуска (см. ниже). Наличие фильтрующего элемента во впускном трубопроводе приводит к снижению пульсаций скорости и давления потока воздуха при всех n и при всех типах фильтров. Это характерно для всего рабочего цикла двигателя, т. е. как для периода процесса впуска, так и для других тактов, когда впускной клапан уже закрыт [196; 200-202].

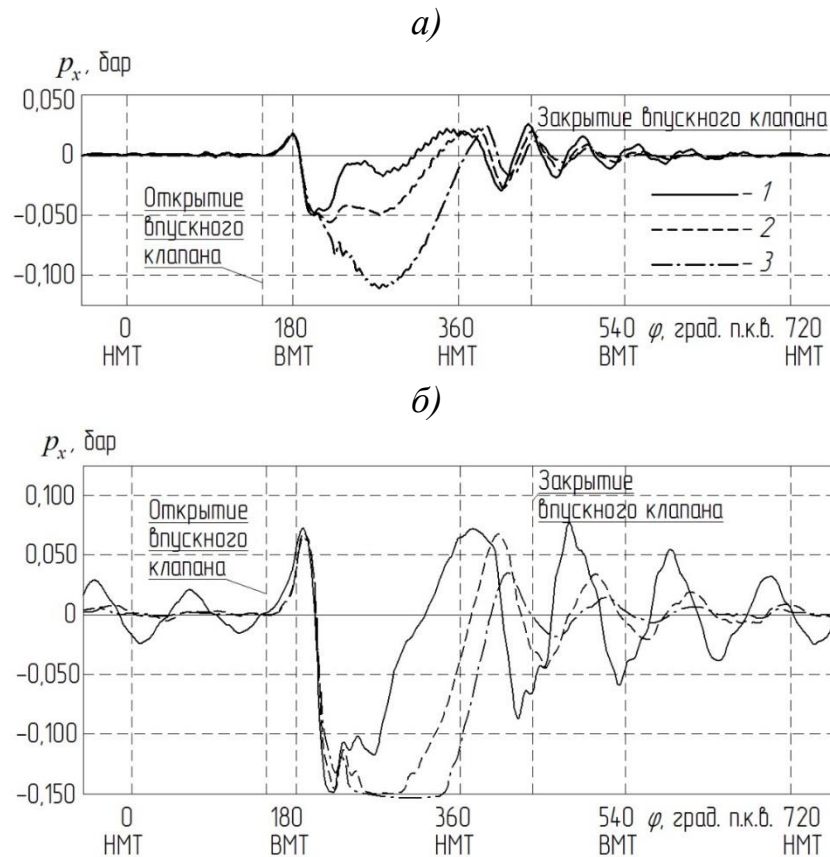


Рисунок 3.30 – Зависимость местного ($l_x = 210$ мм) давления p_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ для разных n и разных фильтрах:

$$a - n = 1500 \text{ мин}^{-1}; \text{ б} - 3000 \text{ мин}^{-1}$$

1 – без фильтра; 2 – картонный фильтр; 3 – тканевый

Далее рассмотрим влияние воздушных фильтров на расходные характеристики при впуске. На рисунке 3.31 показаны зависимости местного объемного расхода свежего заряда V_x через впускной трубопровод от частоты вращения коленчатого вала n при использовании различных фильтров.

В целом, известно, что установка любого фильтра (дополнительное гидравлическое сопротивление) снижает расходные характеристики впускной системы [2]. Данные исследования это также подтверждают (рисунок 3.31).

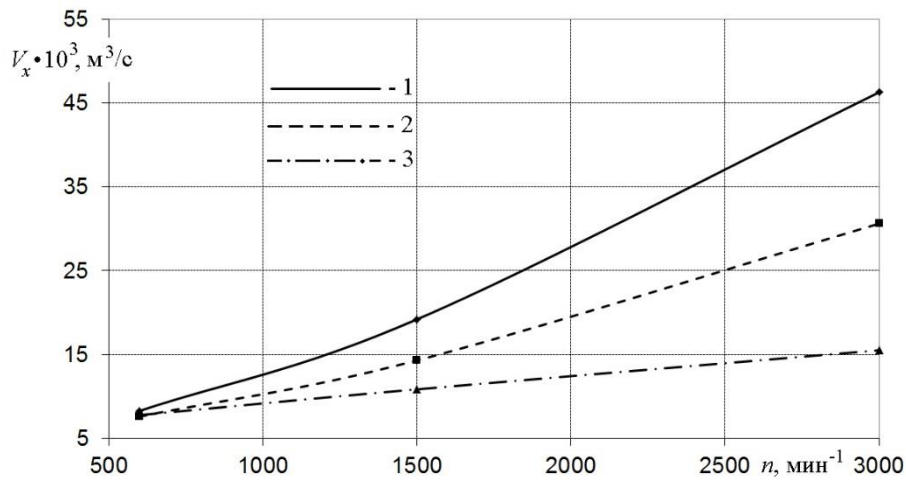


Рисунок 3.31 – Зависимости местного ($l_x = 210 \text{ мм}$) объемного расхода воздуха V_x через впускной трубопровод от частоты вращения коленвала n при использовании различных фильтров: 1 – без фильтра; 2 – картонный фильтр; 3 – тканевый

При этом отрицательное влияние воздушного фильтра усиливается с увеличением частоты вращения коленвала n (рисунок 3.32). Это связано с ростом максимальных значений скорости потока воздуха в трубопроводе и соответствующим увеличением гидравлического сопротивления впускной системы поршневого ДВС [203].

Установлено, расход воздуха V_x через впускной тракт с фильтром и без изменяется незначительно при низких частотах вращения коленвала ($n \approx 600 \text{ мин}^{-1}$). Уменьшение объемного расхода воздуха через впускной трубопровод при установке картонного фильтра при низких n составляет примерно 10-15%, нарастая до 25-35% при высоких частотах вращения коленвала ($n \approx 3000 \text{ мин}^{-1}$).

Установка во впускном тракте тканевого фильтра приводит к более существенному снижению объемного расхода воздуха систему. Для данного случая снижение объемного расхода воздуха составляет 10-19% при низких частотах вращения, достигая 60-65% при высоких n .

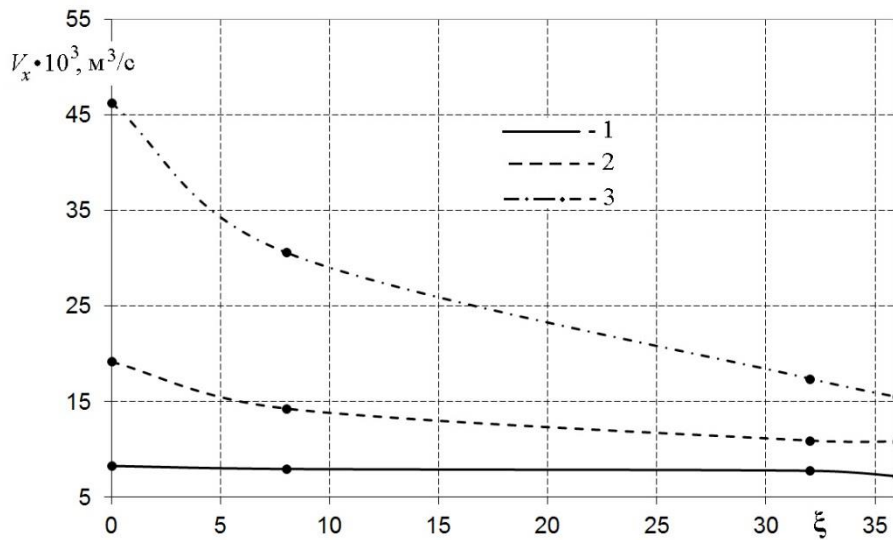


Рисунок 3.32 – Зависимости местного объемного расхода воздуха V_x через впускной трубопровод от коэффициента сопротивления фильтрующего элемента ξ при разных частотах вращения коленвала n :

$$1 - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad 2 - n = 1500; \quad 3 - n = 3000$$

Таким образом показано, что величина аэродинамического сопротивления воздушного фильтра во впускном тракте оказывает значительное влияние на газодинамику процесса впуска в поршневом ДВС:

- рост гидравлического сопротивления воздушного фильтра сглаживает динамику процесса впуска (снижаются максимальные значения скорости и давления потока, уменьшаются колебательные явления после закрытия впускного клапана);
- влияние фильтрующего элемента во впускном тракте на газодинамику усиливается с увеличением частоты вращения коленвала, т.е. с ростом n снижается расход воздуха через впускную систему поршневого ДВС и, соответственно, уменьшается коэффициент наполнения η_v .

3.2.3. Газодинамические и расходные характеристики процесса выпуска в двигателях без наддува

В данном подразделе представлены результаты экспериментальных исследований газодинамических и расходных характеристик потока газов в выпускном

трубопроводе постоянного круглого поперечного сечения, а также производится оценка влияния аэродинамического сопротивления на эти характеристики.

Основными задачами данного подраздела являются уточнение физического механизма процессов переноса, получение дополнительных данных о газодинамических характеристиках потока в выпускном трубопроводе поршневого двигателя и поиск факторов наиболее сильно влияющих на газодинамику и расход в выпускной системе ДВС (с глушителем шума и без него), а также определение направлений улучшения очистки цилиндра от отработавших газов.

Напомним, что в связи ограниченным количеством информации о газодинамике и теплообмене в выпускном тракте в условиях газодинамической нестационарности за базовую основу был выбран прямолинейный трубопровод с круглым поперечным сечением. Эксперименты выполнялись для различных частот вращения коленвала в диапазоне от 600 до 3000 мин⁻¹ при разных избыточных давлениях на выпуске $p_b = 0,5-2,0$ бар в выпускной системе с фильтром и без него.

Следует отметить, что в данном исследовании рабочей средой при исследовании газовых потоков в выпускном трубопроводе поршневого ДВС являлся воздух с температурой около 30-35 С°. Однако, известно, что температура отработавших газов в выпускной системе двигателей внутреннего сгорания находится в диапазоне от 300 до 700 С°. Для того, чтобы оценить погрешность замены рабочей среды в виде отработавших газов (с температурой 400 С°) на воздух (с температурой 30 С°) произведем расчет числа Прандтля, который, как известно, характеризует теплофизические свойства жидкости. Для большинства случаев, число Прандтля рассчитывается по следующей формуле:

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a}, \quad (3.1)$$

где ν – кинематическая вязкость, м²/с; a – коэффициент температуропроводности, м²/с.

Для сухого воздуха при температуре $t = 30$ С° и барометрическом давлении $p_o = 0,0981$ МПа получим: $\nu \cdot 10^6 = 15,61$ м²/с, $a \cdot 10^6 = 22,0$ м²/с, тогда число Прандтля

будет равняться $Pr = 0,71$. Для дымовых газов при температуре $t = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ и барометрическом давлении $p_o = 0,0981\text{ МПа}$ получим: $\nu \cdot 10^6 = 60,38\text{ м}^2/\text{с}$, $\alpha \cdot 10^6 = 94,28\text{ м}^2/\text{с}$, тогда число Прандтля будет равняться $Pr = 0,64$.

Сравнивая два значения числа Прандтля для сухого воздуха и для дымовых газов, получим, что разница составляет всего лишь 10 %. При этом, если учесть, что при расчетах теплоотдачи (числа Нуссельта) число Прандтля обычно возводится в степень 0,43, то отличия в теплофизических свойствах воздуха и отработавших газов снижается до 4,87 %, что вполне допустимо для экспериментальных исследований.

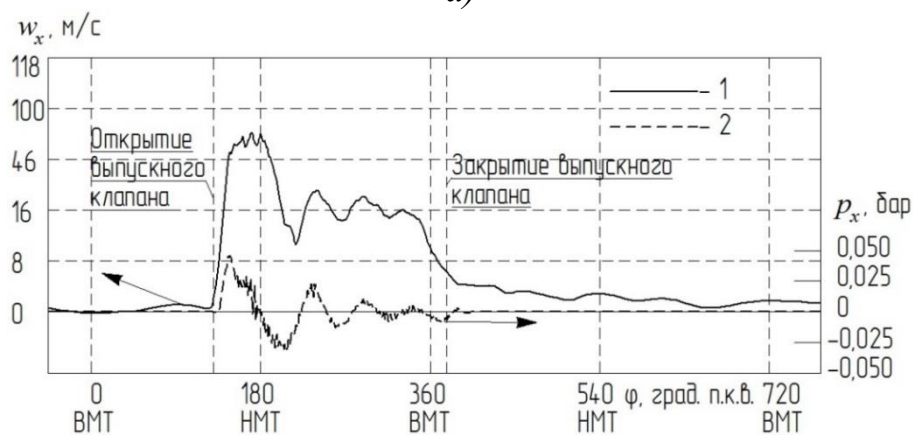
Результаты определения функции w_x и p_x от угла поворота коленчатого вала φ при разных частотах вращения в контрольном сечении на расстоянии l_x показаны на рисунке 3.33.

Анализ процессов начнем с выпускного трубопровода постоянного круглого поперечного сечения (рисунок 3.33). Оказалось, что пульсации скорости потока воздуха наиболее выражены при низких частотах вращения коленчатого вала при всех значениях избыточного давления на выпуске p_b [204; 205], что соответствует результатам численного моделирования (см. подраздел 3.2.1.). Следует отметить, что обратный эффект наблюдался в процессе впуска в поршневом ДВС (см. предыдущий подраздел), где динамика процесса напротив усложнялась по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала n .

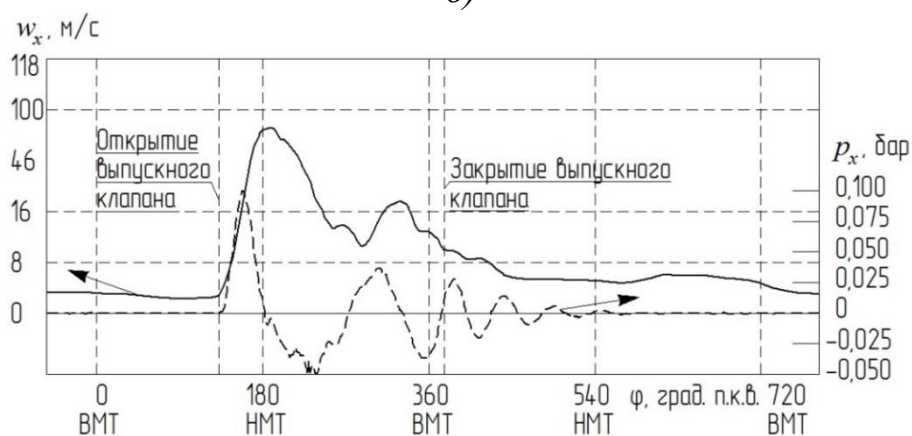
Противоположная картина наблюдается на графиках изменения местного статического давления потока p_x (рисунок 3.33). Амплитуда пульсаций давления потока воздуха увеличивается по мере роста n .

Уровень пульсаций w_x и p_x на выпуске не одинаков по длине трубопровода: особенно сильны пульсации при $l_1 = 20\text{ мм}$, т. е. в сечении максимально близком к головке цилиндров. Это, по-видимому, объясняется тем, что на данном участке поток имеет повышенную турбулентность вследствие прохождения им клапанной щели и ускоренного движения по криволинейному участку с препятствиями в канале головки цилиндра [206].

а)



б)



в)

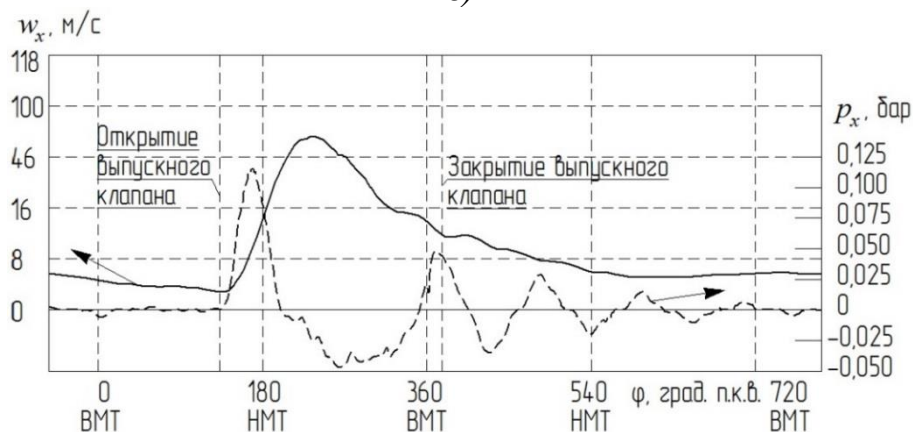


Рисунок 3.33 – Экспериментальные зависимости местных ($l_x = 140$ мм) скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном трубопроводе постоянного круглого поперечного сечения при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0$ бар при разных частотах вращения коленвала: а – $n = 600$ мин⁻¹; б – 1500; в – $n = 3000$

Установлено, что в фазах закрытого выпускного клапана наблюдаются некоторые колебания скорости и давления потока. При этом, скорость потока воздуха в выпускном тракте (не через клапанную щель) не становится равной нулю.

Это можно объяснить тем, что при высоких значениях n промежуток между рабочими циклами (процессами выпуска) очень мал, поток воздуха не успевает полностью покинуть выпускной трубопровод, и соответственно, движется возвратно-поступательно уже после закрытия выпускного клапана [204]. Подобный эффект проявлялся для всех исследуемых режимов и контрольных сечений. Напомним, что аналогичные явления наблюдались и для процесса впуска (см. предыдущий раздел), где скорость потока воздуха после закрытия впускного клапана также не становилась равной нулю.

По мере удаления контрольного сечения от выходного окна в головке цилиндров вид функции $w_x = f(\varphi)$ становится более гладким (пульсации скорости практически отсутствуют), что говорит о постепенной стабилизации потока. При этом по мере удаления контрольного сечения от выпускного окна можно проследить следующую тенденцию: максимальные скорости потока воздуха в каждом из сечений возрастают с увеличением давления на выпуске, и этот прирост составляет от 5 до 50 %. При этом при более высоких значениях давления пульсационные явления более выражены [204; 206].

Обращает на себя внимание запаздывание прохождения максимума w_x по отношению к пику p_x на величину $\Delta\varphi$, что характерно для всех исследуемых режимов и контрольных сечений. При этом, в нашем случае, запаздывание находилось в диапазоне от 1,7 мс до 5,0 мс с тенденцией роста по мере увеличения n .

Нормированные амплитудно-частотные спектры пульсаций давления потока S_{px} в выпускном трубопроводе (рисунок 3.34) указывают на нелинейный характер пульсаций: при всех частотах вращения коленвала присутствуют значимые частоты спектра, которые в целое число раз меньше таковой для возмущающей силы.

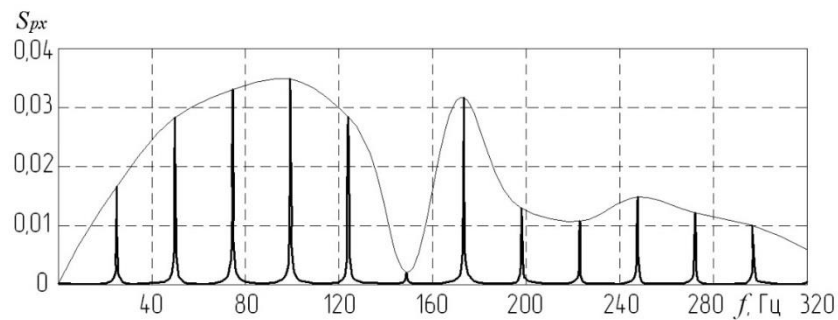


Рисунок 3.34 – Собственные спектры пульсаций местного ($l_x = 140$ мм) давления потока p_x в выпускном трубопроводе при $p_b = 2,0$ бар и для $n = 3000$ мин⁻¹

Обработка зависимостей изменения скорости потока от времени за отдельный такт были получены расходные характеристики (местный объемный расход V_2) через выпускной трубопровод. На рисунке 3.35 показаны опытные точки зависимости местного объемного расхода воздуха V_2 от частоты вращения коленвала n для различных избыточных давлений на выпуске p_b , которые аппроксимированы линейными кривыми.

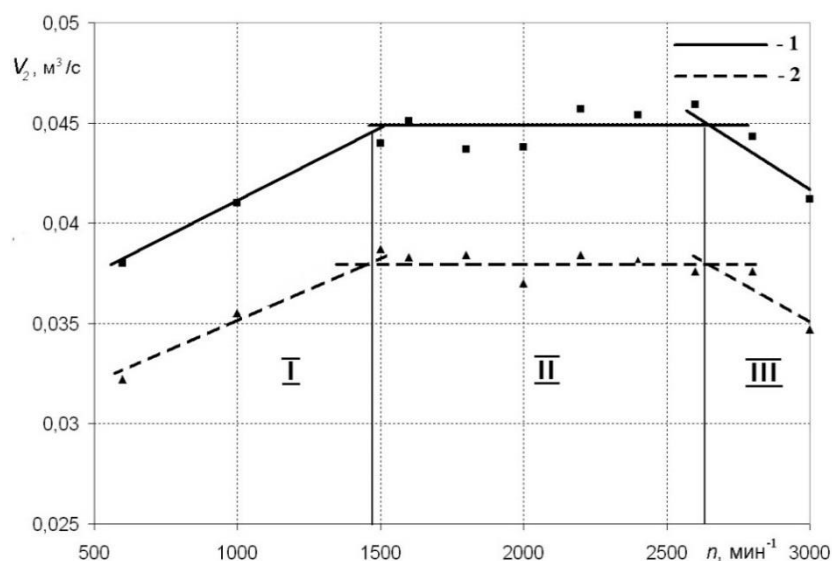


Рисунок 3.35 – Местный ($l_x = 140$ мм) объемный расход воздуха V_2 через выпускной трубопровод в зависимости от частоты вращения коленвала n

1 – избыточное давление $p_b = 2,0$ бар; 2 – $p_b = 1,0$ бар

В результате аппроксимации в условиях постоянного давления p_b можно отметить три режимных участка: I – участок нарастания расходной характеристики (диапазон n от 600 до 1500 мин⁻¹); II – зона постоянного расхода (n от 1500 до

2600 мин⁻¹); III – участок спада расходной характеристики ($n > 2600$ мин⁻¹) [207]. Обнаруженное снижение расхода воздуха при высоких частотах вращения коленчатого вала, возможно, связано с образованием на этих режимах застойных вихревых зон в выпускном тракте, и соответствующим уменьшением его живого сечения. Следует отметить, что в реальном двигателе и при расчете в программном комплексе Дизель-РК расход газа через выпускную систему монотонно возрастает с увеличением частоты вращения n . Такой непрерывный прирост, по-видимому, объясняется увеличением внутрициклового давления на выпуске.

В целом, по результатам исследования газодинамических и расходных характеристик в выпускном трубопроводе постоянного круглого сечения можно сделать следующие выводы:

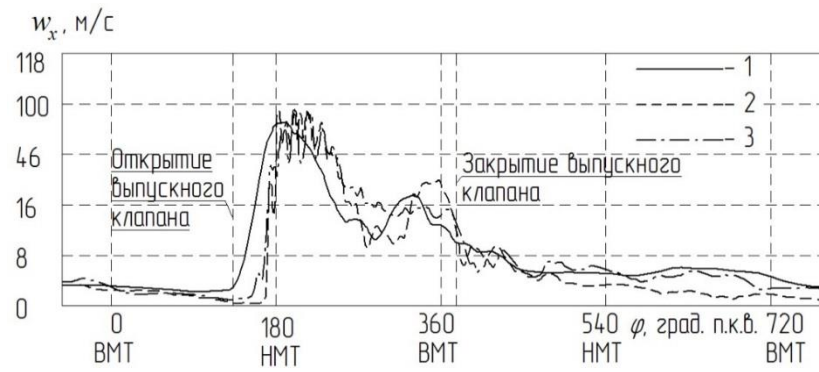
- расход воздуха через выпускной трубопровод увеличивается с ростом начального давления выпуска p_b ;
- при этом в условиях постоянного давления на выпуске имеются режимы постоянного расхода (для диапазона n от 1500 до 2500 мин⁻¹), после которых происходит его снижение;
- в выпускном трубопроводе наблюдаются существенные пульсации давления и скорости потока газа в течение всего рабочего цикла двигателя, которые наиболее ярко выражены при низких частотах вращения коленвала ДВС.

Далее рассмотрим влияние местного аэродинамического сопротивления (глушителя, фильтра, катализатора) на газодинамику в выпускном трубопроводе.

На рисунках 3.36 и 3.37 показаны зависимости местных скорости потока воздуха w_x и давления p_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ для разных частот вращения n и при использовании различных фильтрующих элементов (с разными гидравлическими сопротивлениями).

Установлено, что в выпускном трубопроводе пульсации давления и скорости потока газа наиболее ярко выражены при низких частотах вращения коленвала ($n \approx 600$ мин⁻¹) в случаях исследования каналов с фильтром и без него.

а)



б)

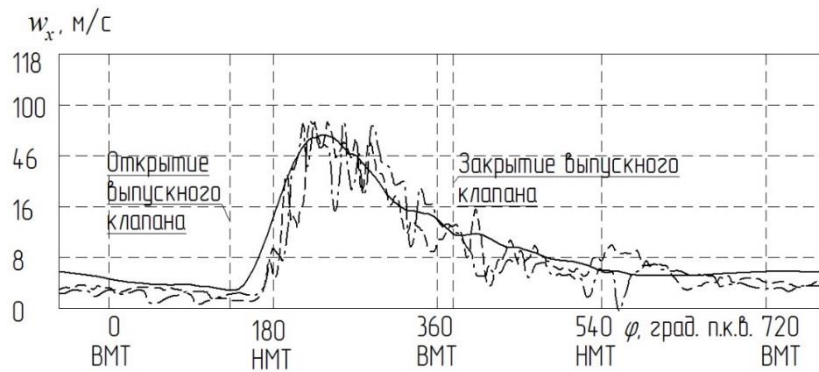


Рисунок 3.36 – Зависимость местной ($l_x = 140$ мм) скорости воздуха w_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ для разных частот вращения коленвала n и разных фильтрах: а – $n = 1500$ мин⁻¹; б – 3000

1 – без фильтра; 2 – картонный фильтр; 3 – тканевый

Следует отметить, что в выпускном трубопроводе с фильтром величины максимальной скорости потока газа фактически не изменяются по сравнению с трубопроводом без фильтра. При этом, скорость потока газа в трубопроводе после закрытия выпускного клапана не становится равной нулю (при всех n и всех типах фильтров), а происходят некоторые ее флуктуации (рисунок 3.36, при φ более 377 град. п.к.в.). Данное явление также характерно для процесса впуска в поршневых ДВС (см. выше). При этом установка фильтра на выпуске приводит к значительному росту амплитуд пульсаций скорости потока газа при всех начальных давлениях на выпуске p_b , в течение всего рабочего цикла двигателя (включая период после закрытия выпускного клапана) [200; 203; 204; 207].

Следует отметить противоположное влияние местного аэродинамического сопротивления при впуске на динамику пульсационных явлений после закрытия клапана: при использовании картонного фильтрующего элемента пульсационные явления в течение рабочего цикла двигателя, включая период после закрытия впускного клапана, наблюдались, но затухали значительно быстрее, чем без фильтра. Также установка фильтрующего элемента во впускном тракте приводила к уменьшению максимальной скорости потока воздуха и некоторой стабилизации течения (т. е. снижению амплитуд пульсаций скорости и давления потока после закрытия впускного клапана) [201].

Установлено, что увеличение аэродинамического сопротивления из-за установки в выпускном тракте фильтра приводит к незначительному увеличению максимальных давлений в процессе выпуска (примерно на 3-7 %), а также некоторому смещению максимумов функции (примерно на 30-40 град. п.к.в.) за верхнюю мертвую точку (рисунок 3.37). Также обнаружено, что наличие фильтра на выпуске приводит к снижению пульсаций давления потока газа при всех n , p_b и типов фильтров в течение всего рабочего процесса двигателя, включая период процесса выпуска и период после закрытия выпускного клапана.

С помощью интегрирования зависимостей изменения скорости потока от времени в течение процесса выпуска (т. е. за период открытого выпускного клапана) были получены расходные характеристики газа через выпускной трубопровод при наличии в нем гидравлического сопротивления. Установлено, что местный расход газа V_x через выпускной тракт с фильтром меньше, чем через систему без него при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар. При низких частотах вращения коленвала $n \approx 600-1000$ мин⁻¹ снижение составляло приблизительно 1,5-2,5 % (что находится в пределах погрешности эксперимента). При высоких частотах вращения $n \approx 2500-3000$ мин⁻¹ снижение составляло уже около 19 %. Вместе с тем для избыточного давления на выпуске $p_b = 2,0$ бар наблюдалась иная картина. Местный объемный расход воздуха через выпускной трубопровод с фильтром был несколько больше, чем в системе без него. При низких частотах вращения коленвала $n \approx 600-1000$ мин⁻¹ это увеличение составляло приблизительно 12-18 %, а при $n \approx 2500-3000$

мин⁻¹ – уже только около 4-7 %. Рассматриваемый эффект можно объяснить определенным демпфированием пульсаций скорости и давления потока газа в выпускном тракте ДВС вследствие установки местного сопротивления.

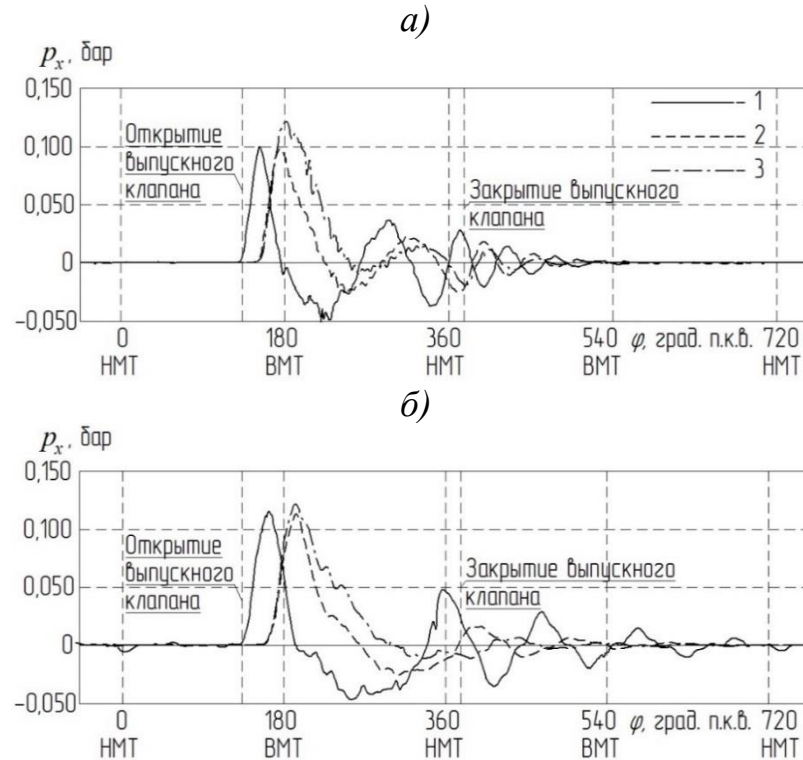


Рисунок 3.37 – Зависимость местного ($l_x = 140$ мм) давления p_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ для разных частот вращения коленвала и при разных фильтрующих элементах:

$$a - n = 1500 \text{ мин}^{-1}; \text{ б} - 3000 \text{ мин}^{-1}$$

1 – без фильтра; 2 – картонный фильтр; 3 – тканевый

В заключение следует указать, что, приступая к оптимизации гидравлического сопротивления газозвушного тракта, следует помнить о взаимном влиянии их элементов друг на друга. А именно, чрезмерное снижение сопротивления одной из составляющих системы (впускного тракта или выпускного) может повлечь за собой такое повышение сопротивление других элементов, что сопротивление всей системы не уменьшится, а напротив возрастет.

Таким образом, проведенные физико-математические и экспериментальные исследования позволили определить следующие направления совершенствования газодинамики в выпускном тракте поршневого ДВС:

- сглаживание пульсаций, что может привести к более полной очистке цилиндра от отработавших газов (снижению коэффициента остаточных газов) и снижению термических напряжений в конструктивных элементах выпускной системы;
- разработка как пассивных, так и активных методов, которые могут привести к увеличению расхода газа за процесс выпуска (снижению коэффициента остаточных газов) на рабочих режимах ДВС за счет стабилизации газового потока и оптимизации гидравлического сопротивления выпускного тракта.

3.3. Газодинамические и расходные характеристики процессов газообмена в двигателях с наддувом

3.3.1. Численное моделирование процессов газообмена в двигателях с наддувом

Напомним, что в данной работе перед проведением экспериментальных исследований было выполнено численное моделирование процессов впуска и выпуска в программных комплексах ACTUS (разработанного швейцарской фирмой ABB Turbo Systems) и Дизель-РК (разработанного в МГТУ им. Н. Баумана).

Ниже приводятся результаты отдельных расчетов процессов впуска и выпуска в поршневых ДВС с турбонаддувом, выполненных с помощью программного комплекса Дизель-РК. В качестве объекта моделирования был выбран двигатель 2ЧН 8,2/7,1 (наддувный вариант двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА).

При расчетах закладывались те же параметры рабочего процесса (включая фазы газораспределения) и конструктивные характеристики (диаметр и ход поршня, длины и диаметры газовоздушных трубопроводов), которые описаны в

подразделе 3.2.1. Отличия состояли только в задании параметров турбокомпрессора (ТК): тип процесса – дизель с турбонаддувом; степень повышения давления в компрессоре π_k составляла 1,1 и 1,2.

Результаты численного моделирования процесса впуска в двигателе с турбонаддувом (2ЧН 8,2/7,1) представлены на рисунках 3.38 и 3.39.

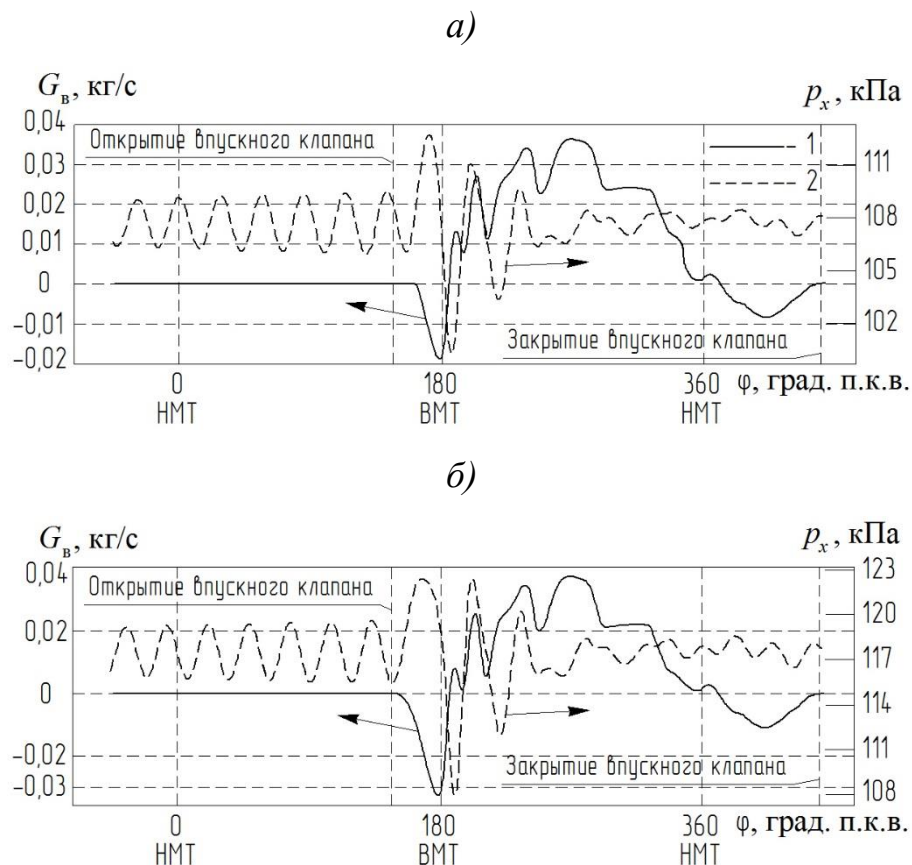


Рисунок 3.38 – Расчетные зависимости расхода воздуха G_v (1) и давления p_x (2) во впускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и различных степенях повышения давления в компрессоре: а – $\pi_k = 1,1$; б – $\pi_k = 1,2$

На рисунках также наблюдаются ранее уже обсуждаемые эффекты провалов расхода воздуха в начале процесса впуска (после открытия впускного клапана) и в конце (после нижней мертвой точки до закрытия впускного клапана), связанных с забросом продуктов сгорания во впускной трубопровод и обратным течением газов из цилиндра во впускной трубопровод.

Следует отметить, что применение турбонаддува приводит к более существенным колебаниям, как скорости потока воздуха, так и давления во впускном трубопроводе поршневого двигателя по сравнению с атмосферным [195, 208]. Вместе с тем, согласно результатам математического моделирования, в обоих типах двигателей расход воздуха становится равным нулю в период закрытого впускного клапана.

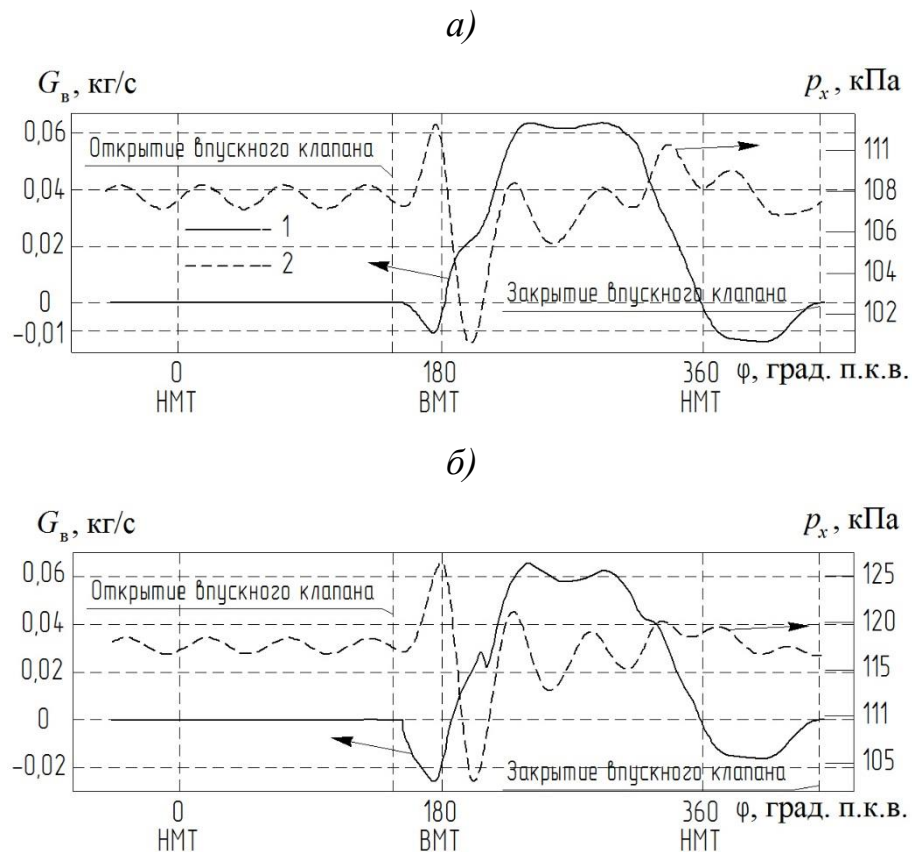


Рисунок 3.39 – Расчетные зависимости расхода воздуха G_v (1) и давления p_x (2) во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ при частоте вращения коленчатого вала $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и различных степенях повышения давления в компрессоре: а – $\pi_k = 1,1$; б – $\pi_k = 1,2$

Теперь обратимся к результатам экспериментальных исследований процесса впуска на одноцилиндровой установке с ТК, описанной в разделе 3.1, которые представлены на рисунках 3.40 и 3.41. На них показаны экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x и давления p_x от угла поворота коленчатого

вала φ во впускном трубопроводе при частотах вращения коленвала 1500 и 3000 мин⁻¹ и различных частотах вращения ротора турбокомпрессора $n_{\text{ТК}}$.

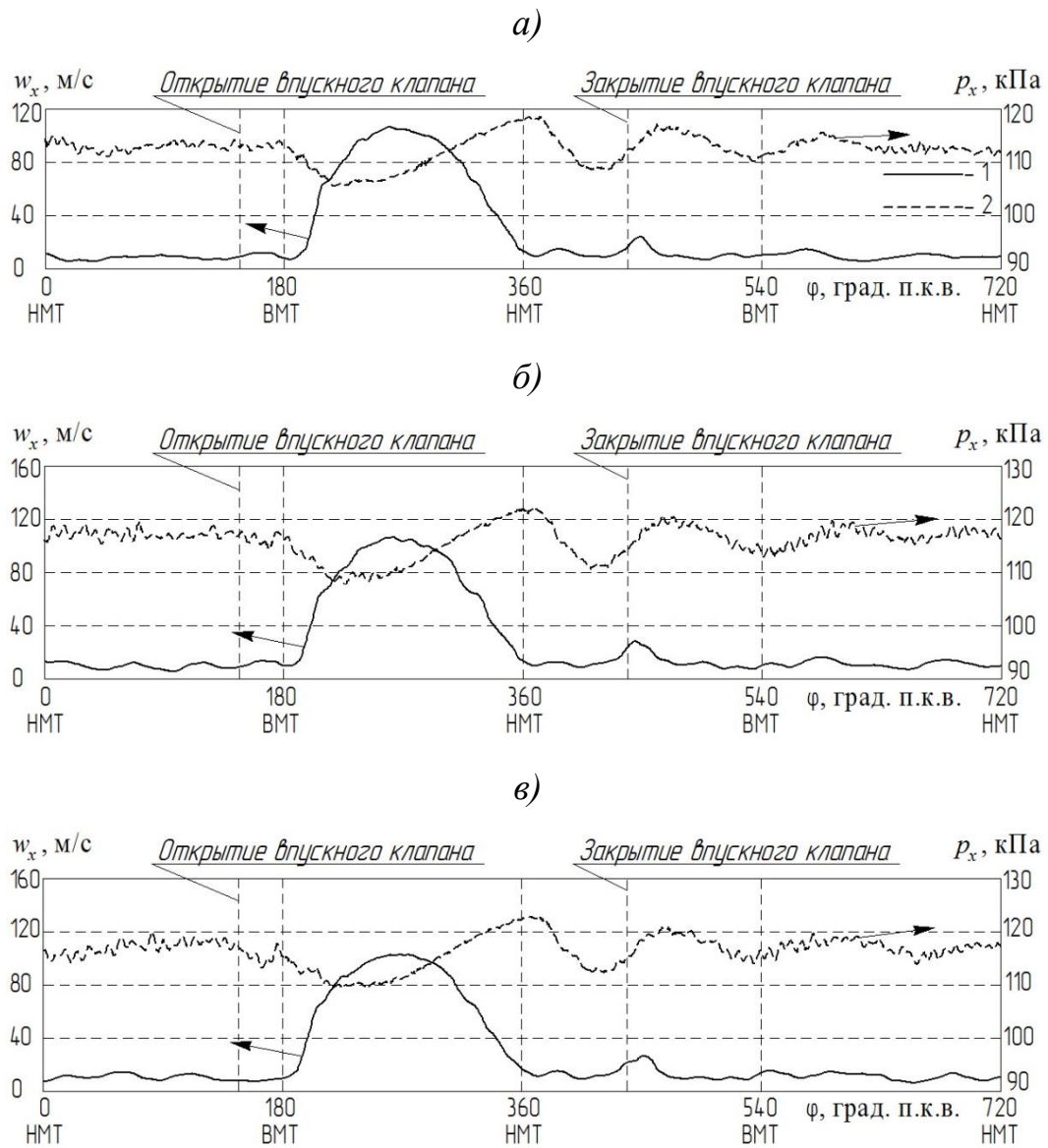


Рисунок 3.40 – Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе при $n = 1500$ мин⁻¹ и различных частотах вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}}$:

$$a - n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n_{\text{ТК}} = 42000; \quad в - n_{\text{ТК}} = 46000$$

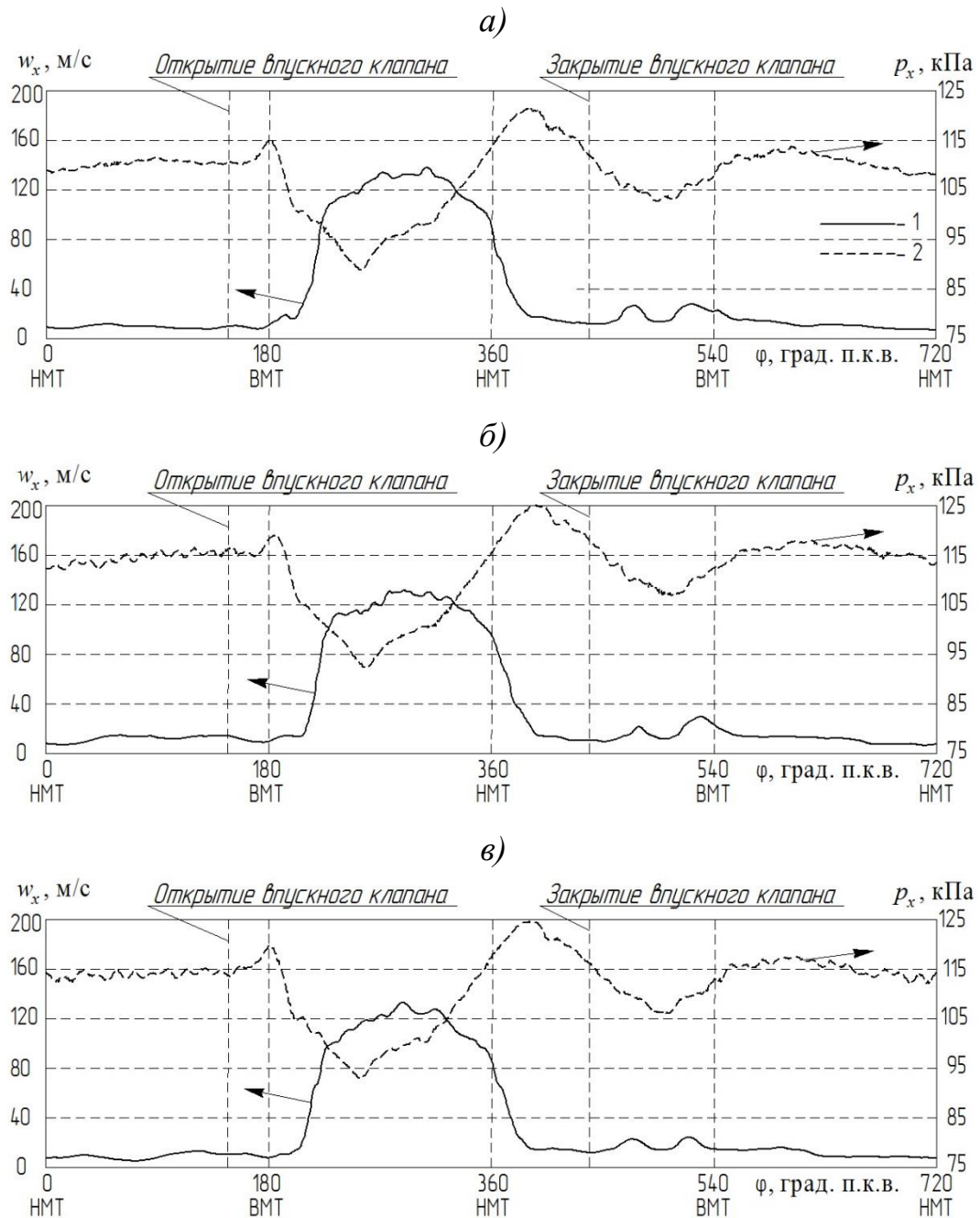


Рисунок 3.41 – Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и различных частотах вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}}$:

$$a - n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n_{\text{ТК}} = 42000; \quad в - n_{\text{ТК}} = 46000$$

Можно отметить, что на экспериментальных осциллограммах отсутствуют эффекты провала скорости потока воздуха в начале и в конце процесса впуска (рисунки 3.40 и 3.41).

Опыты свидетельствуют, что в поршневом двигателе с турбонаддувом, как и в атмосферном ДВС после закрытия впускного клапана скорость потока не обращается в нуль, а наблюдаются некоторые колебательные явления, которые наиболее ярко выражены при высоких частотах вращения коленвала.

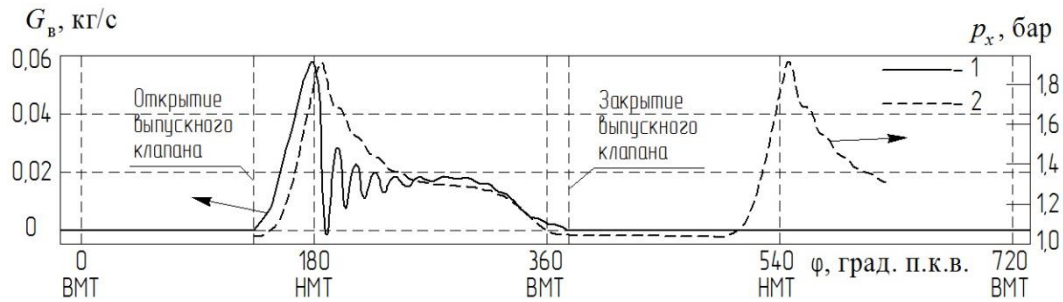
При этом на кривых изменения давления p_x можно увидеть незначительные флуктуации, которые, по-видимому, связаны с влиянием лопаточного механизма компрессора на газодинамику течения во впускном трубопроводе. Рассматриваемые флуктуации могут привести к отрицательным последствиям в процессе смешения и вызвать так называемый эффект перезавихривания заряда, что в свою очередь может стать причиной недостаточного проникновения капель топлива в объем заряда [66]. Поэтому одной из актуальных задач совершенствования процесса наполнения в двигателях с турбонаддувом является сглаживание флуктуаций давления во впускном трубопроводе.

Также следует отметить, что давление наддува в течение рабочего цикла двигателя не является постоянным. Его изменение за рабочий цикл (за 720 град. п.к.в.) составляет от 10 % (при низких частотах вращения коленчатого вала и ротора турбокомпрессора) до 40 % (при высоких). Соответственно выравнивание давления в процессе наполнения – также одна из задач совершенствования процесса наполнения цилиндра в двигателе с турбонаддувом.

Перейдем к анализу отдельных результатов математического моделирования процесса выпуска в двигателях с турбонаддувом. Начнем с результатов, представленных на рисунках 3.42 и 3.43. На них показаны зависимости расхода воздуха G_v и давления p_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ при частотах вращения коленвала 1500 и 3000 мин⁻¹ и различных степенях повышения давления в компрессоре (1,1 и 1,2).

Как и при моделировании процесса выпуска в атмосферном двигателе, результаты для двигателя с турбонаддувом достаточно хорошо совпадают с классической теорией рабочих процессов ДВС в плане описания протекания процессов газообмена.

а)



б)

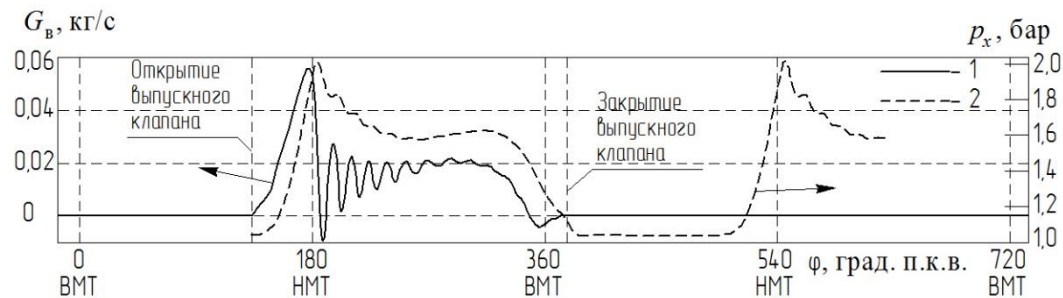
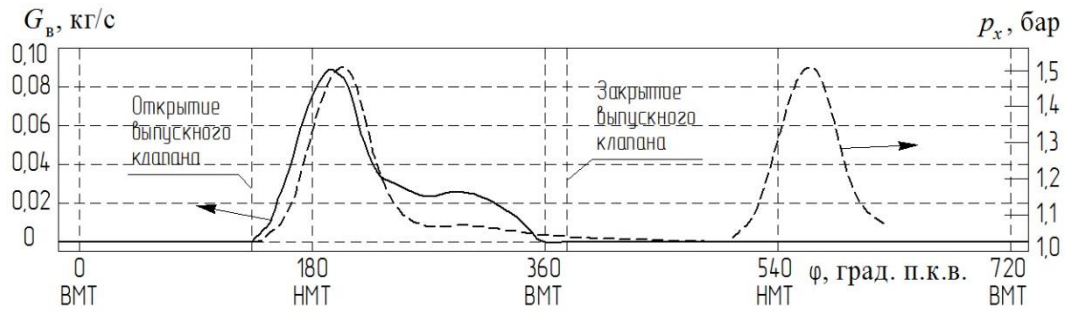


Рисунок 3.42 – Расчетные зависимости расхода воздуха G_v (1) и давления p_x (2) в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и различных степенях повышения давления в компрессоре: а – $\pi_k = 1,1$; б – $\pi_k = 1,2$

На осциллограммах наблюдается ярко выраженный период свободного выпуска с резким ростом расхода газа и давления потока, затем происходит принудительный выпуск. Как и в атмосферном двигателе, в данном случае скорость потока газа также существенно зависит от характера нестационарности течения в выпускном трубопроводе.

Во время периода перекрытия клапанов (период вблизи верхней мертвой точки (ВМТ), когда одновременно открыты впускные и выпускные клапана) в двигателе с турбонаддувом фактически не происходит заброс продуктов сгорания во впускной трубопровод, а происходит продувка цилиндра. Продувкой достигают двух положительных эффектов: уменьшения количества остаточных газов в камере сгорания и понижения температуры поршня и днища головки цилиндра, а также впускных и выпускных клапанов.

а)



б)

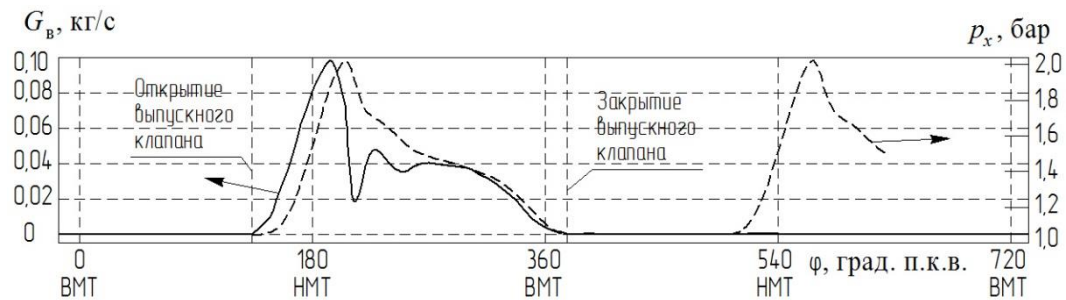


Рисунок 3.43 – Расчетные зависимости расхода воздуха G_v (1) и давления p_x (2) в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и различных степенях повышения давления в компрессоре: а – $\pi_k = 1,1$; б – $\pi_k = 1,2$

Результаты экспериментальных исследований процесса выпуска на одноцилиндровой установке с турбокомпрессором, описанной в разделе 3.1, представлены на рисунках 3.44 и 3.45.

На опытных осциллограммах обращают на себя внимание ярко выраженные флуктуации скорости и давления потока, которые не проявлялись при численном моделировании [194]. По-видимому, данные флуктуации связаны с влиянием лопаточного механизма компрессора на газодинамику процессов газообмена.

Как и при предыдущих сравнениях результатов численного моделирования и экспериментальных данных можно отметить, что после закрытия выпускного клапана скорость воздуха не обращается в нуль: наблюдаются некоторые колебания скорости и давления потока, что особенно выражено при высоких частотах вращения коленчатого вала.

Что касается периода открытого выпускного клапана, то вид кривых изменения скорости и давления потока, полученных численным моделированием и экспериментально в целом идентичен.

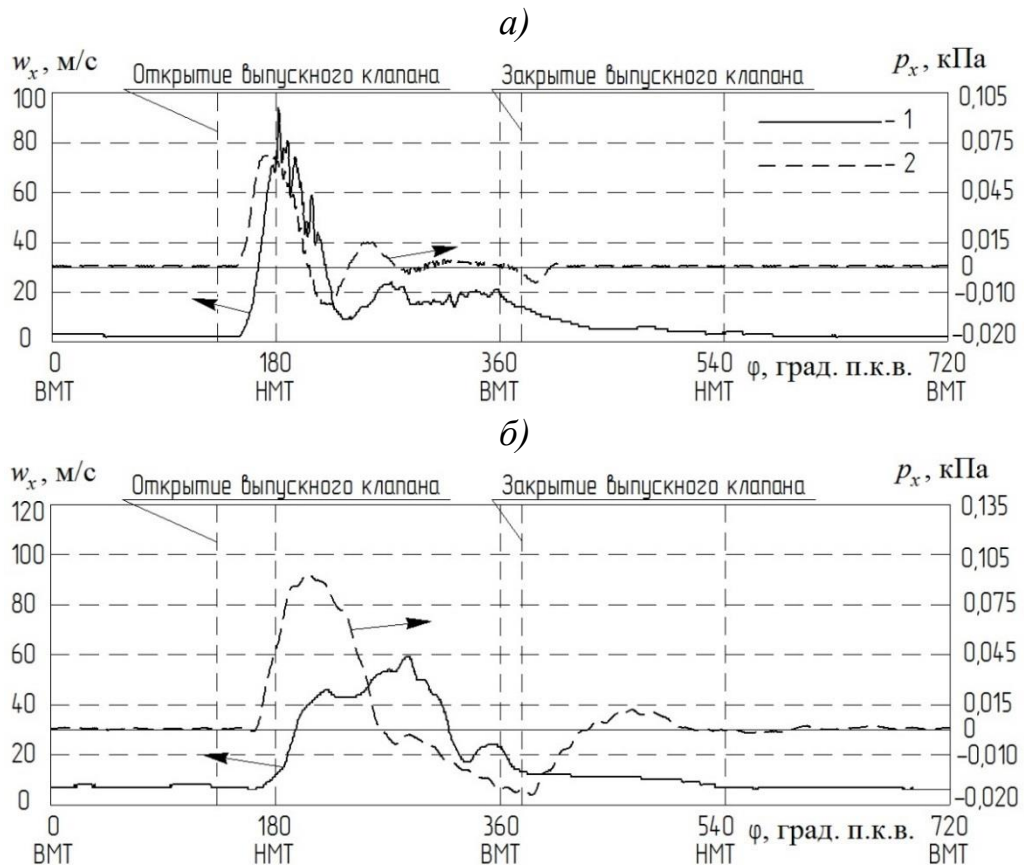


Рисунок 3.44 – Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном трубопроводе при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар при разных n :

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \text{ б} - 3000 \text{ мин}^{-1}$$

Необходимо отметить, что существует принципиальное ограничение использования физико-математического моделирования в исследованиях процессов газообмена. На сегодняшний день не существует расчетно-аналитических методов, которые бы позволили достаточно адекватно воспроизвести гидромеханику поток газа в камере сгорания (в полости с переменным объемом), а также решить локальные задачи, связанные с моделированием течения в клапанной щели (с учетом движения клапана) и во впускном и выпускном трубопроводах в условиях неустановившегося течения. Наиболее серьезные проблемы возникают при описании трехмерного (пространственного) течения газов с внезапными препятствиями и сложной пространственной структурой потока в криволинейных каналах, взаимодействием потоков между собой, а также переменными геометрическими условиями

(например, нелинейным изменением объема камеры сгорания или нелинейным изменением площади проходного сечения клапанной щели). При этом, известно [9; 10], что в газоздушных трактах поршневых ДВС существуют динамические зоны перехода потока из ламинарного в турбулентный режим течения, зоны отрыва пограничного слоя (в некоторых условиях он не формируется вообще), а структура потока газа характеризуется изменяющимися во времени и по месту числами Рейнольдса, а также наблюдается высокий уровень газодинамической нестационарности и интенсивная крупно- и мелкомасштабная турбулентность. Все эти факторы делают практически невозможным достоверное физико-математическое моделирование рассматриваемых процессов.

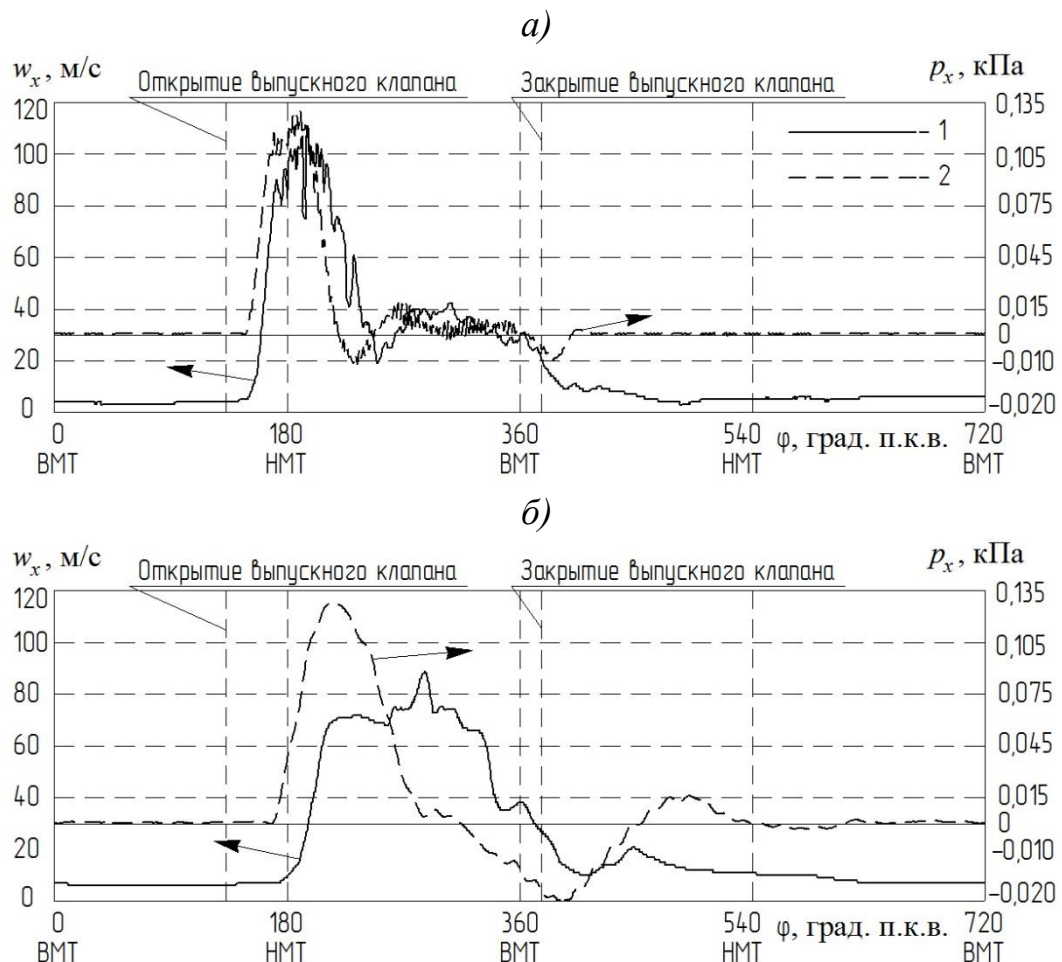


Рисунок 3.45 – Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном трубопроводе при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0$ бар при разных n :

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \text{ б) } - 3000 \text{ мин}^{-1}$$

При этом, необходимо всегда помнить, что главной особенностью газодинамических и теплообменных процессов во впускных и выпускных системах двигателей является сильная газодинамическая нестационарность, обусловленная быстрым периодическим ускорением и замедлением потока, связанных с цикличностью рабочего процесса ДВС. Поэтому ввиду сложности объекта исследования в данной работе за основу был принят именно экспериментальный подход к изучению процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей.

3.3.2. Газодинамические и расходные характеристики процесса впуска в двигателях с наддувом

В данном подразделе представлены результаты экспериментальных исследований газодинамических и расходных характеристик газовых потоков в впускном трубопроводе постоянного круглого поперечного сечения в двигателях с турбонаддувом, производится сравнение газодинамических характеристик процесса впуска в поршневых ДВС с турбонаддувом и без, а также предлагается методика согласования режимов работы двигателя и турбокомпрессора.

Прежде чем исследовать газодинамические и расходные характеристики во впускном трубопроводе в двигателях с турбонаддувом, необходимо исследовать газодинамику течения по элементам, начиная с потока воздуха за компрессором ТК со свободным выпуском, т. е. без влияния поршневой части.

Для рационального подбора турбокомпрессора при проектировании нового двигателя или создании новой модификации уже существующего поршневого ДВС, прежде всего, необходимо знать основные характеристики ТК: давление наддува и расход воздуха [177]. По этим данным достигают первичного согласования характеристик двигателя и турбокомпрессора. Можно предположить, что дальнейшее совершенствование методики выбора ТК для поршневого двигателя должно осуществляться с учетом не только статических, но и динамических свойств объектов (ДВС и ТК).

При этом существует большое количество российских и иностранных работ (статей и монографий), посвященных исследованию потока газов внутри компрессоров и за ним в статических режимах [180-182], и фактически отсутствуют данные о характеристиках потока газа в условиях нестационарности.

Методически целесообразно при газодинамическом анализе характеристик газозоудушной системы поршневого ДВС с турбонаддувом рассматривать ее в виде 2-х основных элементов: турбокомпрессора и сети, состоящей в свою очередь из впускного трубопровода и самого поршневого двигателя. Отсюда корректировку характеристики сети можно производить поэлементно, в частности путем продольного профилирования впускного трубопровода. В качестве контрольных были выбраны конфигурации впускного патрубка, представленные на рисунке 3.46.

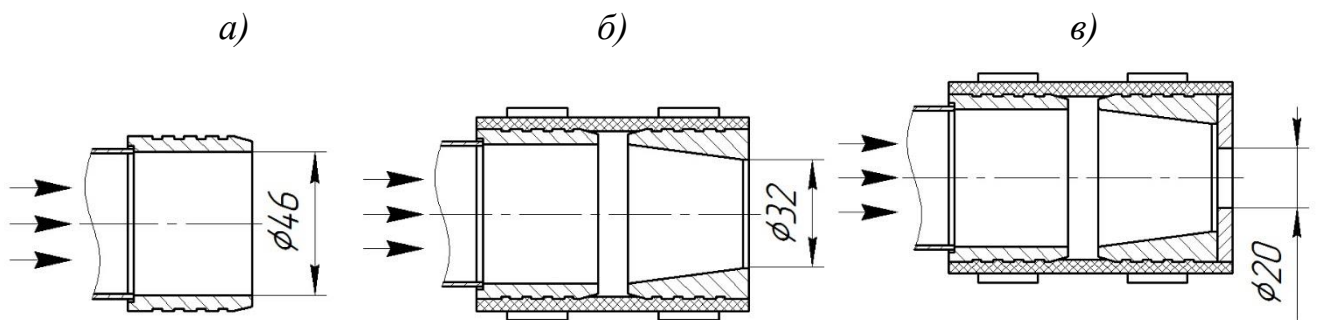


Рисунок 3.46 – Продольные сечения разных вариантов впускного патрубка при испытаниях ТК: *а* – свободное сечение; *б* – сечение с конфузоре; *в* – сечение с конфузоре и диафрагмой (стрелками указано направление потока воздуха)

Следует отметить, что с целью подтверждения достоверности результатов исследований статическое давление в трубопроводе измерялось не только динамическим, но и статическим методом, т. е. когда давление $p_{ст}$ во впускном трубопроводе определялось с помощью жидкостного манометра, а пульсации p_x гасились инерцией тракта. При этом средним динамическим давлением $\overline{p_x}$ понималось среднеинтегральное значение по зависимости $p = f(\tau)$ за рассматриваемый промежуток времени. В результате предварительного анализа время осреднения было выбрано равным 0,1 с. Результаты сравнений показали, что среднее динамическое давление

во впускном тракте $\overline{p_x}$ и статическое (осредненное инерцией измерительного тракта) давление во впускном тракте $p_{ст}$ отличаются друг от друга на величину погрешности эксперимента (2-5%), что вполне допустимо.

На рисунке 3.47 приведены графики изменения местных давления p_x и скорости w_x потока воздуха, полученные для компрессора ТКР-6 при различных конфигурациях впускного трубопровода (см. рисунок 3.46). Контрольное сечение располагалось на расстоянии 300 мм от фланца выходного патрубка компрессора.

Исследования показали, что при свободном сечении трубопровода (рисунок 3.56, а) скорость потока имеет максимальные значения на уровне 130-140 м/с и примерно одинаковые значения давления около 100 кПа при всех скоростях вращения. Вероятно, это может быть вызвано незначительной величиной сопротивления канала при свободном выпуске. Установлено, что для указанной конфигураций тракта при увеличении частоты вращения ротора турбокомпрессора газодинамические параметры выходного потока изменяются незначительно.

В случае слабого «зажатия» впускного трубопровода (установке в канале конфузора) максимальные мгновенные значения статического давления увеличиваются до 110 кПа (рисунок 3.47, б). При этом с увеличением частоты вращения ротора ТК значения давления, как и следовало ожидать, также возрастают, а скорость потока газа по сравнению со свободным выпуском, уменьшается.

При установке во впускном трубопроводе конфузора и диафрагмы среднее статическое давление потока газа в канале возрастает и достигает 115 кПа, скорость существенно снижается – почти в 2 раза по сравнению со свободным трактом (рисунок 3.47, в). При этом сохраняется тенденция: по мере увеличения частоты вращения ротора ТК значения давлений наддува и скорости увеличиваются.

Следует отметить, что с уменьшением сечения трубопровода (увеличением гидравлического сопротивления канала) интенсивность пульсаций скорости возрастает, а величина давления остается практически постоянной (в пределах 10 %).

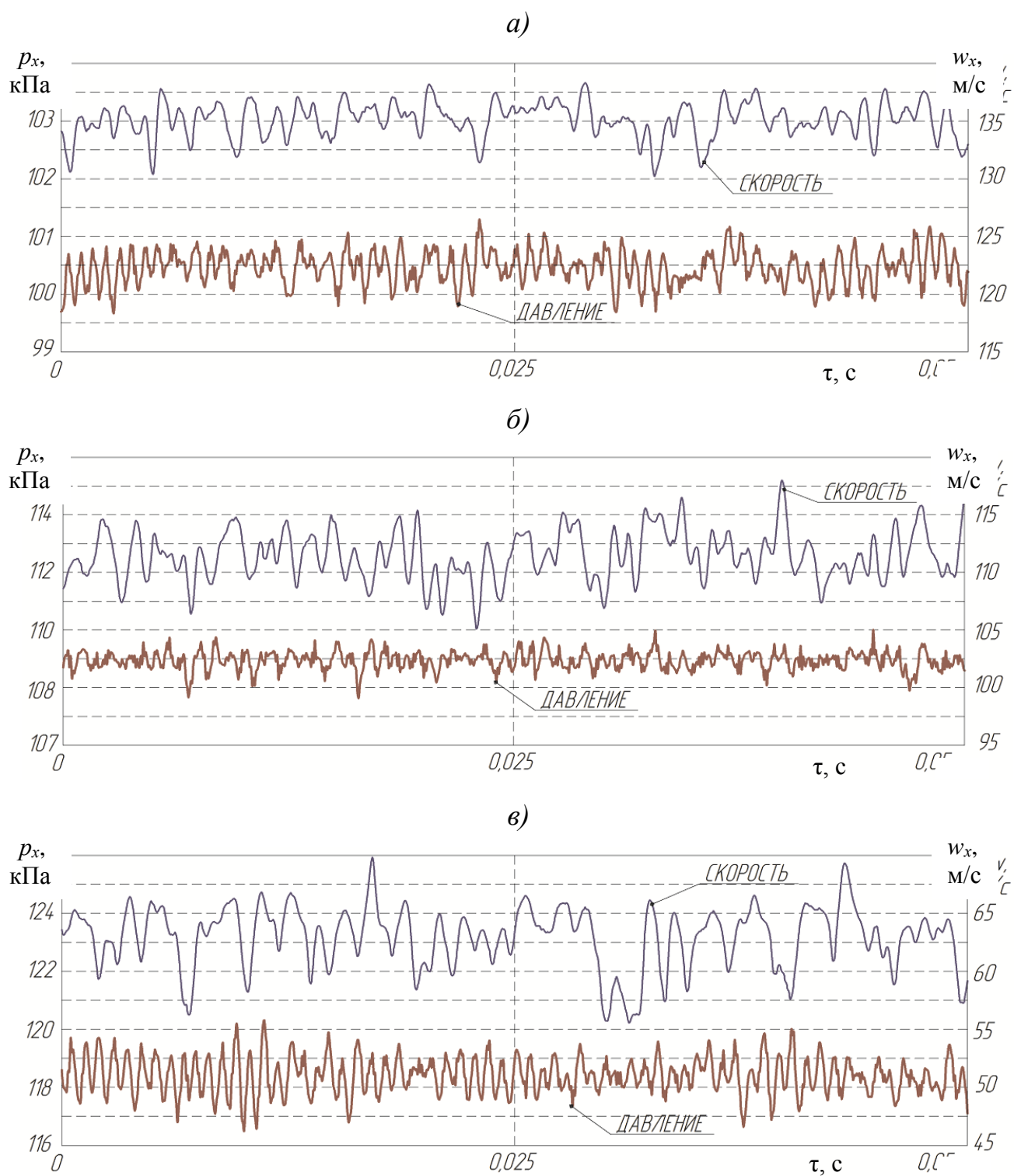


Рисунок 3.47 – Изменения местных ($l_x = 300$ мм) скорости w_x и давления p_x потока воздуха во времени τ в трубопроводе после компрессора ТК ТКР-6 при частоте вращения $n_{\text{TK}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$: а – при свободном выпуске; б – с конфуззором; в – с конфуззором и диафрагмой

Одним из основных технических показателей турбокомпрессора является массовый расход воздуха G . Как известно [177], изменение расхода воздуха через ТК – эффективный способ согласования режимов работы двигателя и турбокомпрессора. При существующем подходе к проектированию, поршневой двигатель и ТК подбираются таким образом, чтобы их оптимальные технические показатели достигались только в довольно узком диапазоне режимов работы энергоустановки.

В результате проведенных испытаний было установлено (рисунок 3.48), что размещение во впускном трубопроводе за компрессором ТК конфузора (со степенью сужения 1,45) приводит к снижению расхода воздуха в среднем на 10 %, а при дополнительной установке диафрагмы – на 50% по сравнению со свободным сечением на выходе из компрессора. На этом основании следует полагать, что установка во впускном трубопроводе поршневого ДВС патрубка с автоматически регулируемым проходным сечением, например, диафрагмы с изменяемым поперечным сечением (лепестковой диафрагмы) позволит расширить диапазон эффективной работы поршневого двигателя с турбокомпрессором.

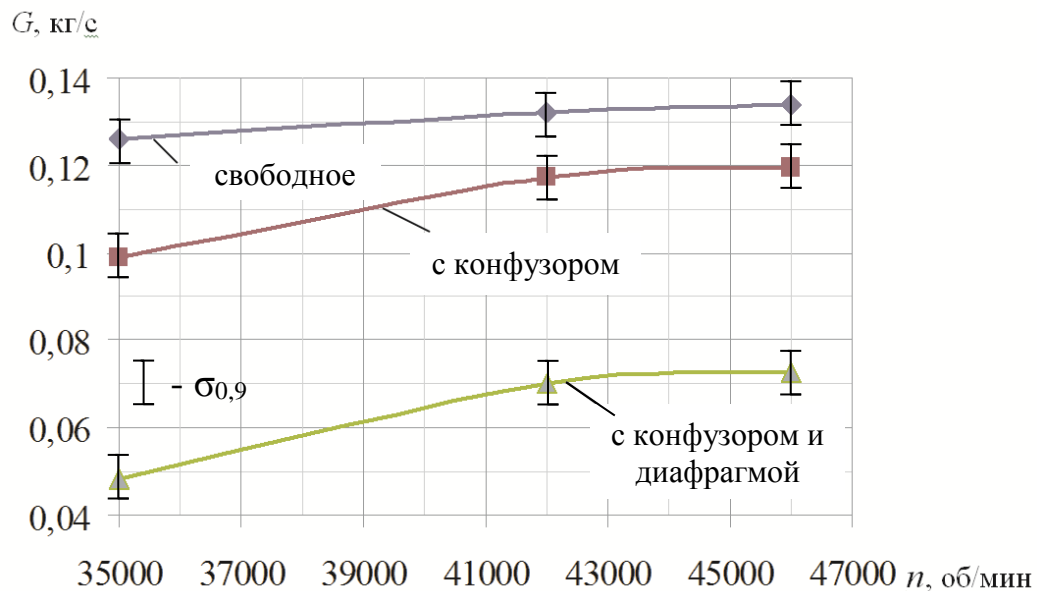


Рисунок 3.48 – Зависимость массового расхода воздуха G от числа оборотов компрессора ТКР-6 при различной продольной конфигурации выпуска

Дополнительную информацию о природе турбулентных пульсаций и физическом механизме подогрева воздуха во впускном трубопроводе можно получить путем амплитудно-частотного анализа пульсаций скорости и давления потока. В качестве примера, на рисунке 3.49 представлены частотные спектры пульсаций давления потока воздуха во впускном трубопроводе после компрессора ТК, полученные в программе Lgraph2 с помощью алгоритма быстрого преобразования Фурье.

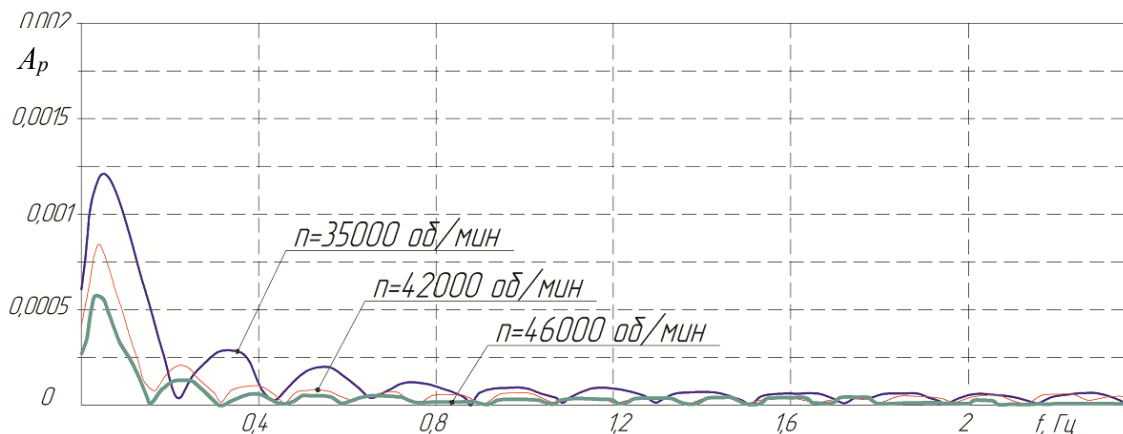


Рисунок 3.49 – Амплитудно-частотные спектры пульсаций давления воздуха во впускном трубопроводе при свободном выпуске и различной частоте вращения ротора ТК

Таким образом, был найден один из возможных способов согласования режимов работы двигателя и ТК при доводке и в условиях эксплуатации.

Теперь рассмотрим газодинамические процессы во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом, т.е. далее исследовалась гидравлическая система, состоящая из турбокомпрессора, впускного трубопровода и поршневой части (двигателя внутреннего сгорания).

Одна из основных тенденций развития современных поршневых ДВС – повышение их мощности, экономичности и экологичности. Вместе с тем, в большинстве случаев требуется, чтобы повышение мощности двигателя не сопровождалось существенным увеличением его габаритов и массы. Наиболее эффективным решением этой задачи является установка турбокомпрессора для наддува ДВС. В насто-

ящее время практически все высокофорсированные поршневые двигатели оборудуются системой наддува. Исследованию, анализу и оптимизации газоздушных трактов двигателей внутреннего сгорания с наддувом посвящены труды многих авторов, в частности можно отметить следующие работы [9; 132; 138; 209; 210]. Однако эти исследования проводились, в основном, экспериментальными методами в статическом режиме. Поэтому одной из актуальных задач в двигателестроении является дальнейшее изучение газодинамических и теплообменных характеристик течения газов во впускном трубопроводе поршневых ДВС с наддувом в условиях газодинамической нестационарности.

Для исследования газодинамических и теплообменных характеристик потоков газов во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом (с турбокомпрессором) на экспериментальную установку (поршневую модель двигателя), описанную выше в данной главе, устанавливался турбокомпрессор ТКР-6. Турбина ТК приводилась во вращение с помощью сжатого воздуха из компрессора (из заводской магистрали). Более подробно установка, измерительная система, а также система сбора и обработки экспериментальных данных представлены в разделе 3.1. Напомним, что датчики термоанемометра и давления устанавливали в измерительный канал длиной 250 мм с внутренним диаметром 32 мм, который присоединялся к впускному трубопроводу длиной 150 мм того же диаметра, закрепленной на головке цилиндра экспериментальной установки.

Зависимости давления p_x и скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом от угла поворота коленчатого вала φ при разных частотах вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}}$ и коленчатого вала двигателя n показаны на рисунках 3.50 и 3.51.

Отметим, что достоверность результатов исследований была подтверждена их согласованием с известными закономерностями [132; 138; 209; 210]:

- с увеличением частоты вращения ротора турбокомпрессора при фиксированной частоте вращения коленвала поршневого двигателя величина среднего значения давления наддува возрастает;

- с ростом частоты вращения коленчатого вала ДВС и при постоянной частоте вращения ротора ТК максимальные значения давления и скорости потока воздуха возрастают.

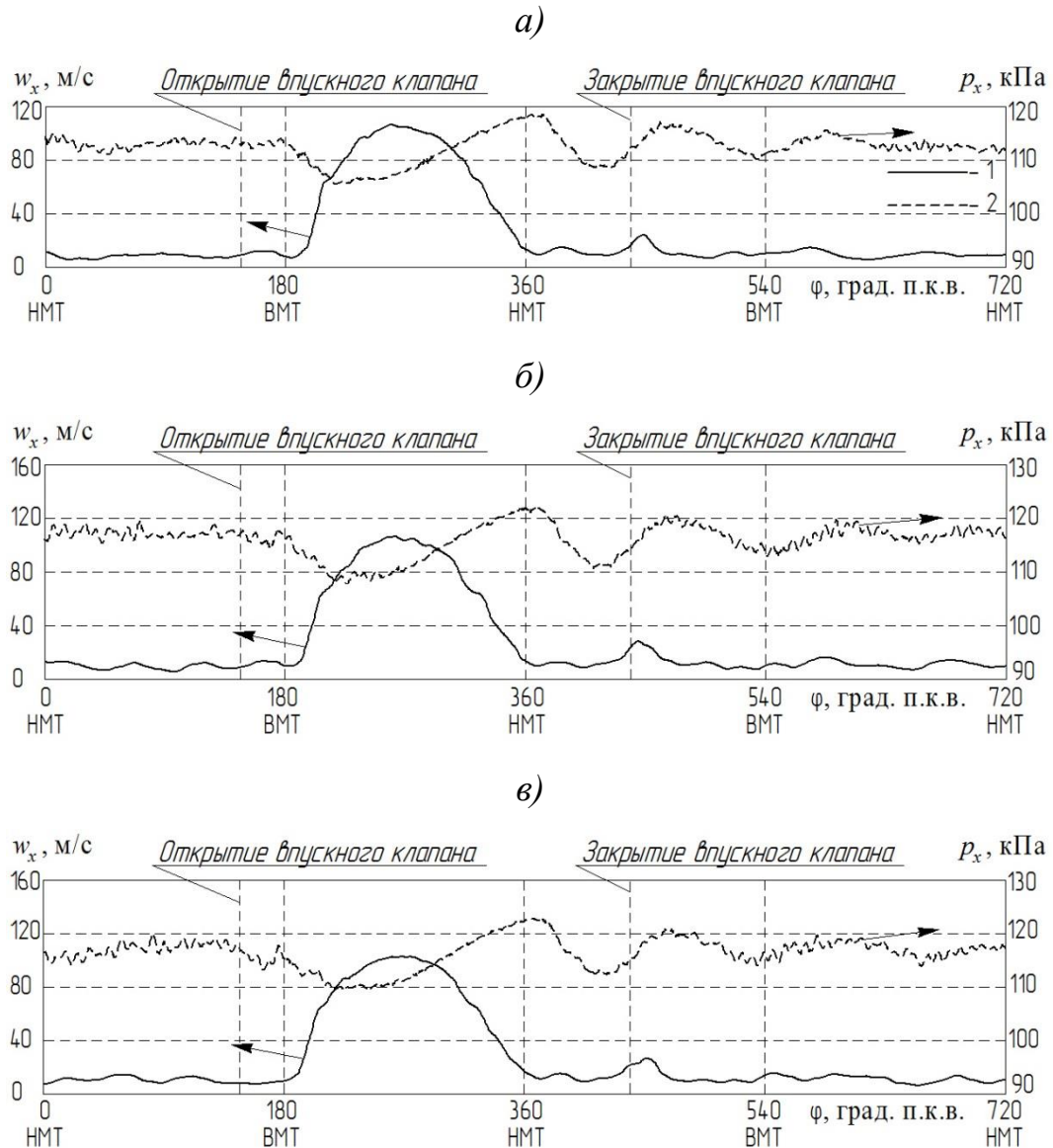


Рисунок 3.50 – Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе

при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и различных частотах вращения ротора ТК:

$$a - n_{TK} = 35000 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n_{TK} = 42000; \quad в - n_{TK} = 46000$$

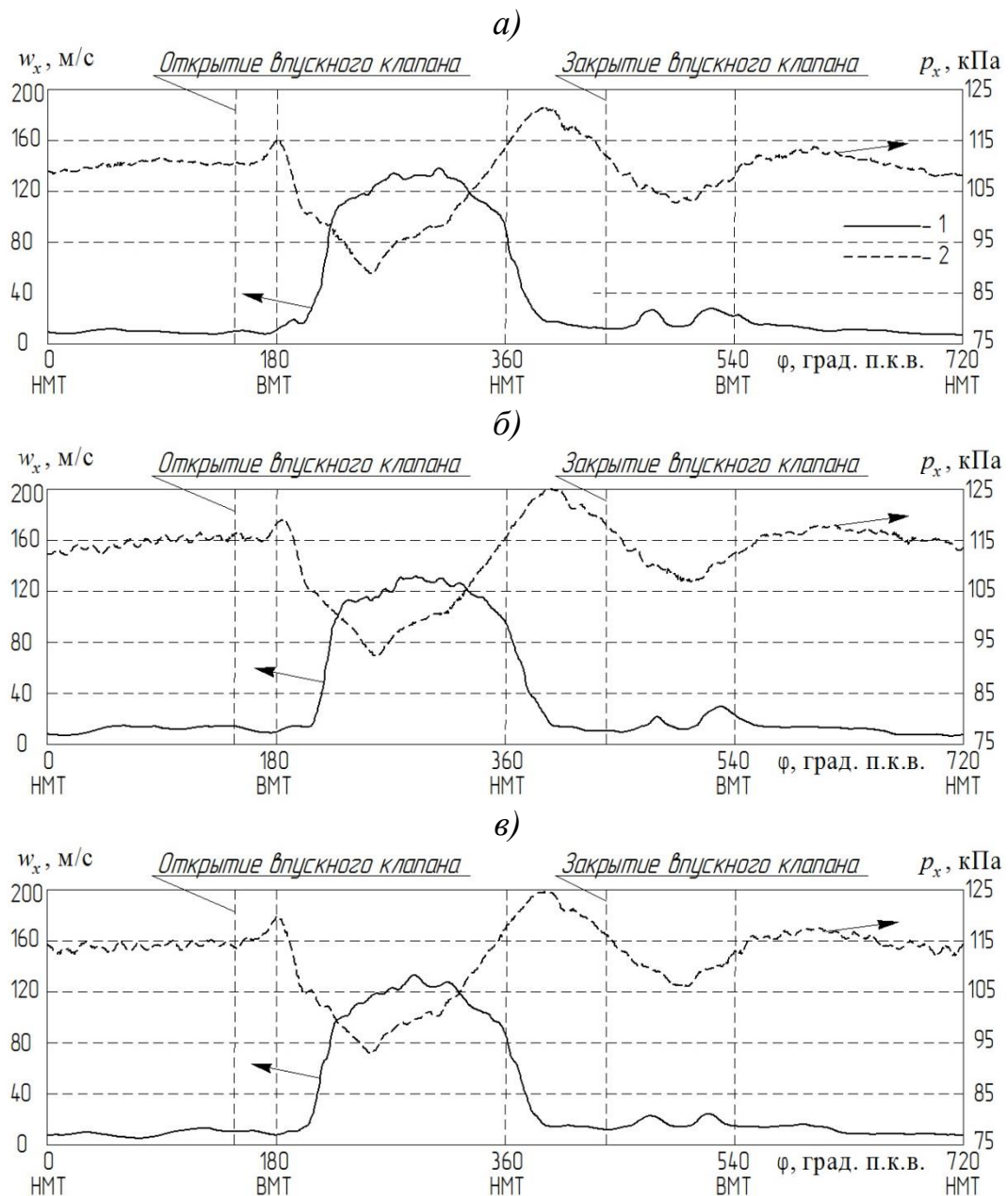


Рисунок 3.51 – Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и различных частотах вращения ротора ТК:

$$а - n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n_{\text{ТК}} = 42000; \quad в - n_{\text{ТК}} = 46000$$

В данном исследовании во впускном трубопроводе ДВС с турбонаддувом были обнаружены существенные пульсации скорости и давления потока в течение всего рабочего цикла. При увеличении частоты вращения ротора турбокомпрессора происходит уменьшение пульсаций скорости потока воздуха, и с увеличением

частоты вращения коленвала двигателя пульсационные эффекты также сглаживаются. Следует напомнить, что в исследованиях ДВС без турбонаддува наблюдался противоположный эффект: с ростом частоты вращения коленвала пульсации скорости и давления потока во впускном трубопроводе увеличивались [196].

При этом на всех режимах работы двигателя и турбокомпрессора в интервале углов φ от 180 до 360 град. п.к.в. (период открытого впускного клапана) флуктуации давления значительно уменьшаются по сравнению с остальными режимами работы экспериментальной модели (рисунки 3.50 и 3.51).

Пульсации p_x , наблюдаемые на всех режимах, и особенно сильно проявляющиеся при низких и средних частотах вращения коленчатого вала и ротора ТК, могут привести:

- к уменьшению наполнения цилиндра воздухом (из-за снижения коэффициента наполнения вследствие увеличения гидравлического сопротивления впускного тракта);
- к неидентичному наполнению цилиндров в многоцилиндровом двигателе;
- увеличению уровня газодинамического шума и снижению надежности ДВС в целом.

Следовательно, необходимо найти способы стабилизации течения потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом.

На рисунке 3.52 представлены зависимости местной скорости потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом и без него от угла поворота коленчатого вала при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

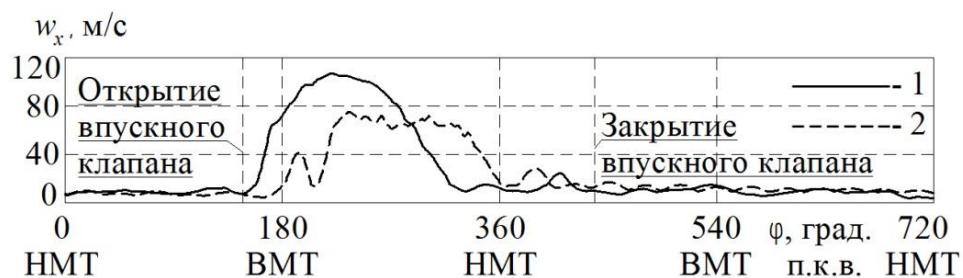


Рисунок 3.52 – Зависимости местной ($l_x = 110 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом (1) ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$) и без турбонаддува (2) от угла поворота коленвала φ при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

Из рисунка видно, что существуют довольно значительные отличия в закономерностях изменения местной скорости потока воздуха в двигателях с турбонаддувом и без. В-первую очередь обращает на себя внимание более ранний и более резкий рост скорости потока воздуха сразу после открытия впускного клапана в двигателе с турбонаддувом по сравнению с атмосферным ДВС. Это объясняется тем, что давление наддува превышает внутрицилиндровое давление на момент открытия впускного клапана и соответственно процесс наполнения начинается сразу же. В то время как в атмосферном двигателе наблюдается некоторая задержка в росте скорости потока воздуха после открытия впускного клапана, связанная с тем, что процесс наполнения начинается только после того как в цилиндре поршнем, движущимся к НМТ (нижней мертвой точке), будет создано разрежение.

Рассмотренные выше различия в закономерностях изменения скорости потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом и без должны оказать влияние на их расходные характеристики. Это подтверждается на рисунке 3.53, на котором представлены зависимости местного объемного расхода воздуха V_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом и без него от частоты вращения коленвала n .

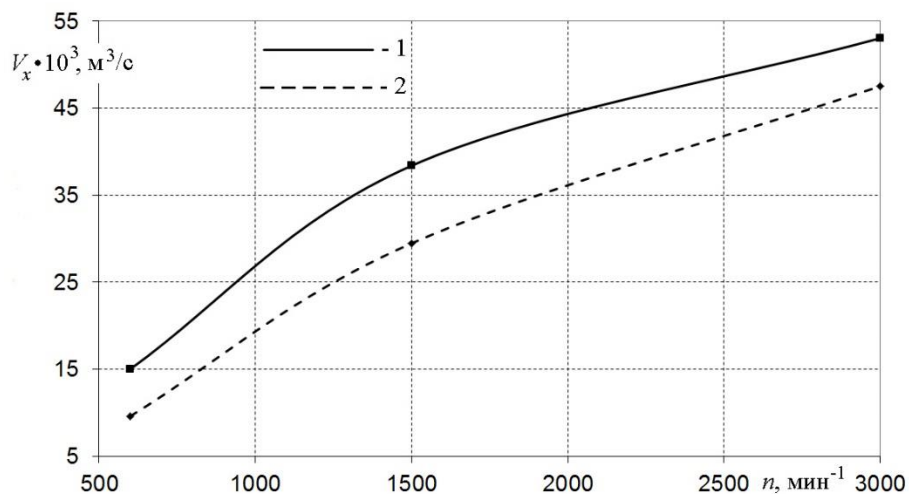


Рисунок 3.53 – Зависимости местного ($l_x = 110$ мм) объемного расхода воздуха V_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом (1) ($n_{\text{TK}} = 46\,000$ мин⁻¹) и без турбонаддува (2) от частоты вращения коленвала n

Как и следовало ожидать, объемный расход воздуха в двигателе с турбонаддувом при всех частотах вращения коленвала и ротора ТК выше (в среднем на 20-30 %) по сравнению с атмосферным ДВС.

Анализ литературы и результатов проведенных исследований позволил сделать предположение о том, что причиной интенсивных пульсаций потока во впускном трубопроводе поршневых ДВС может служить избыточная по отношению к двигателю производительность ТК на частичных режимах работы. Таким образом, стабилизация потока воздуха (снижение пульсаций скорости и давления) может быть достигнута сбросом определенной доли наддувочного воздуха из впускного трубопровода.

3.3.3. Газодинамические и расходные характеристики процесса выпуска в двигателях с наддувом

В данном подразделе представлено сравнение результатов экспериментальных исследований газодинамических и расходных характеристик потоков в выпускных трубопроводах двигателей с турбонаддувом и без него.

В специализированной литературе, связанной с теорией рабочих процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания, наддув ДВС за счет установки турбокомпрессора (ТК) рассматривается как один из возможных методов увеличения массового расхода воздуха через цилиндры, что приводит к улучшению его эффективных показателей [2; 66; 120; 121]. Существует большое количество литературы, посвященной исследованию и оптимизации выпускных систем поршневых ДВС, в частности, [9; 10]. При этом, следует отметить, что в ней фактически не затрагивается вопрос влияния ТК на газодинамические и теплообменные характеристики потока в выпускном тракте. Однако, в рассматриваемой литературе с газодинамической точки зрения, ТК принято упрощенно считать элементом газовоздушной системы ДВС, который создает локальное аэродинамическое сопротивление и одновременно является эффективным способом повышения удельной мощности двига-

теля. Вместе с тем, очевидно, что наличие ТК в выпускном тракте поршневого двигателя приведет к значительному изменению тепломеханических характеристик потока газа с естественным изменением гидравлического сопротивления системы.

Напомним, что в данном исследовании для изучения процессов в газоздушных трактах поршневых ДВС использовалась одноцилиндровая модель двигателя с турбокомпрессором ТКР-6 (подробное описание установки и турбокомпрессора представлено в разделе 3.1).

Эксперименты проводились при частотах вращения коленвала n от 600 до 3000 мин⁻¹ при разных избыточных давлениях на выпуске $p_b = 0,5-2,0$ бар в выпускных системах с турбокомпрессором и без него.

Результаты определения зависимостей w_x и p_x от угла поворота коленчатого вала φ при разных конфигурациях выпускной системы и режимах работы установки представлены на рисунках 3.54-3.57.

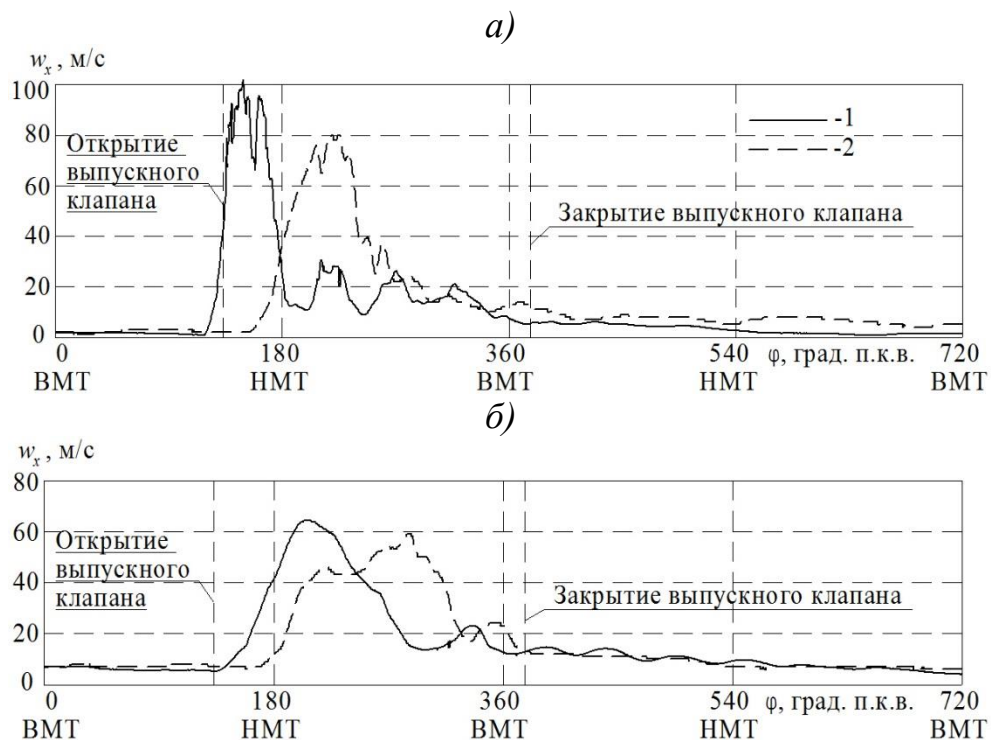


Рисунок 3.54 – Зависимость локальной ($l_x = 140$ мм) скорости потока воздуха w_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар для разных n : а – 1500 мин⁻¹; б – 3000 мин⁻¹

Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с ТК

Установлено, что пульсации давления и скорости потока газа наиболее заметны при низких частотах вращения коленвала ($n \approx 600-1500 \text{ мин}^{-1}$) как при наличии в выпускной системе турбины ТК, так и без нее. Особенно это выражено при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0 \text{ бар}$ (рисунок 3.54). Значения максимальной скорости потока газа меньше (примерно на 5-20 %) в выпускном трубопроводе с турбокомпрессором, чем в системе без него. При этом наблюдается некоторое смещение максимума функции $w_x = f(n)$ в сторону увеличения угла поворота коленчатого вала φ (примерно на 30-50 град. п.к.в.), что характерно для всех частотах вращения коленчатого вала ДВС и ротора ТК.

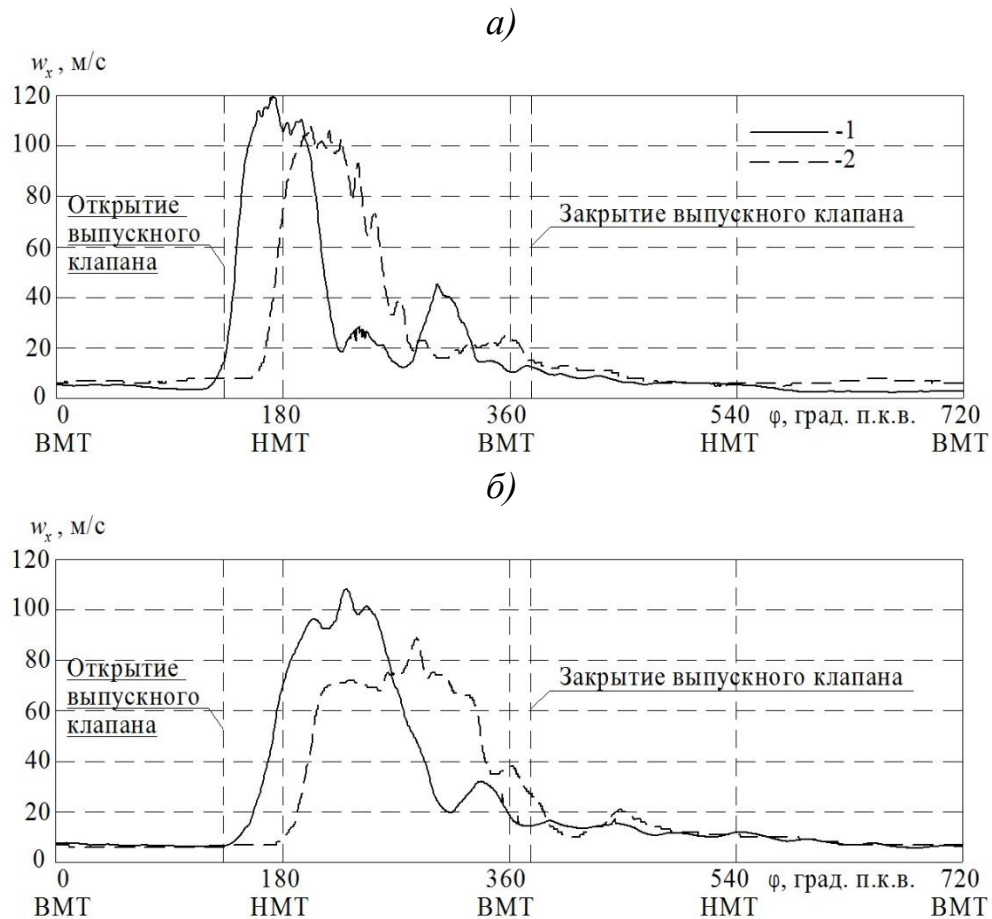


Рисунок 3.55 – Зависимость локальной ($l_x = 140 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0 \text{ бар}$ при разных n : а – 1500 мин^{-1} ; б – 3000 мин^{-1}

Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с ТК

Аналогичные явления можно наблюдать и на зависимостях локального давления потока газа в выпускном трубопроводе p_x от угла φ (рисунок 3.56). Наличие турбины ТК приводит к росту (вплоть до 2 раз) максимальных значений давления потока газа в выпускном трубопроводе, по сравнению с системой без нее. Последующие за максимумом пики давления имеют примерно одинаковую амплитуду колебаний, но разный период. При этом также наблюдается смещение максимума давления в сторону нижней мертвой точки (НМТ) на 30-50 град. п.к.в..

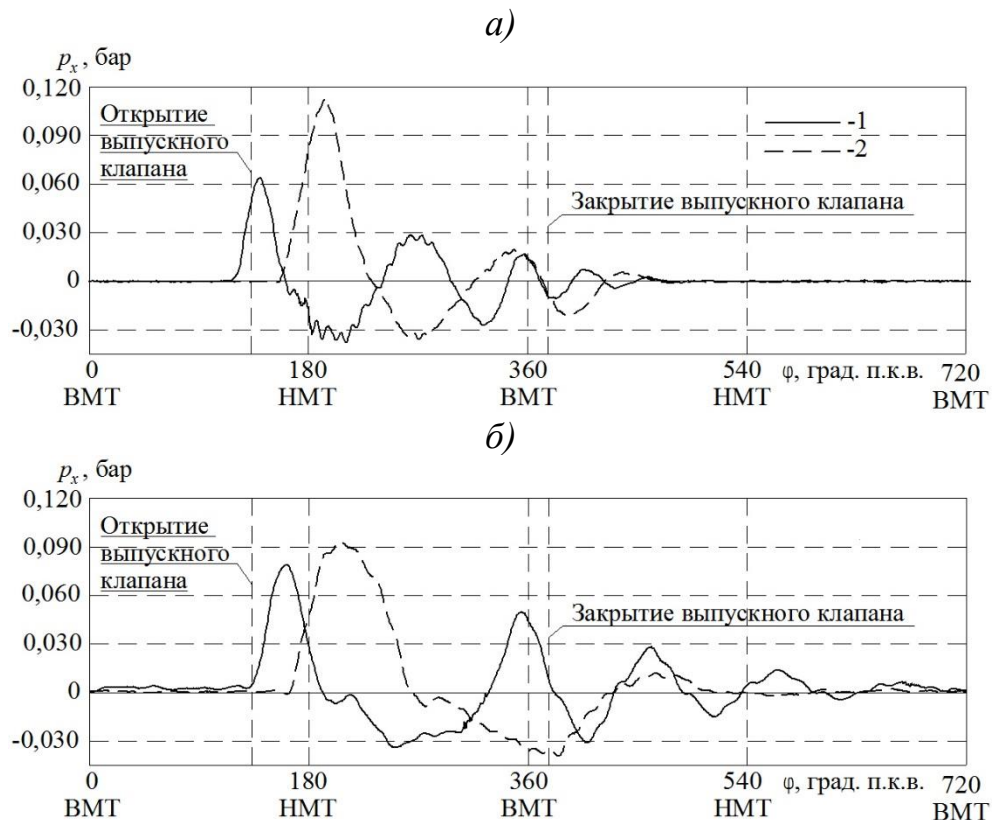


Рисунок 3.56 – Зависимость локального ($l_x = 140$ мм) давления потока воздуха p_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар при разных n : а – 1500 мин^{-1} ; б – 3000 мин^{-1}

Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с ТК

Показано, что скорость потока газа в выпускном трубопроводе не становится равной нулю и наблюдаются некоторые ее колебания после закрытия выпускного клапана (см. рисунки 3.54 и 3.55). Данное колебательное явление характерно для

всех n , p_b и систем с ТК и без. Аналогичные явления были обнаружены и для процесса впуска [196; 211]. При этом происходит сглаживание пульсаций скорости потока газа при установке турбокомпрессора в выпускном тракте. Сглаживание наблюдается в течение всего рабочего процесса двигателя (в том числе в период процесса выпуска и после закрытия выпускного клапана). Наиболее заметное сглаживание пульсаций скорости потока газа наблюдается при $p_b = 1,0$ бар.

В выпускном тракте с турбиной ТК и без нее также наблюдаются пульсации давления потока после закрытия выпускного клапана. При этом они затухают быстрее при установке турбины ТК (рисунок 3.56).

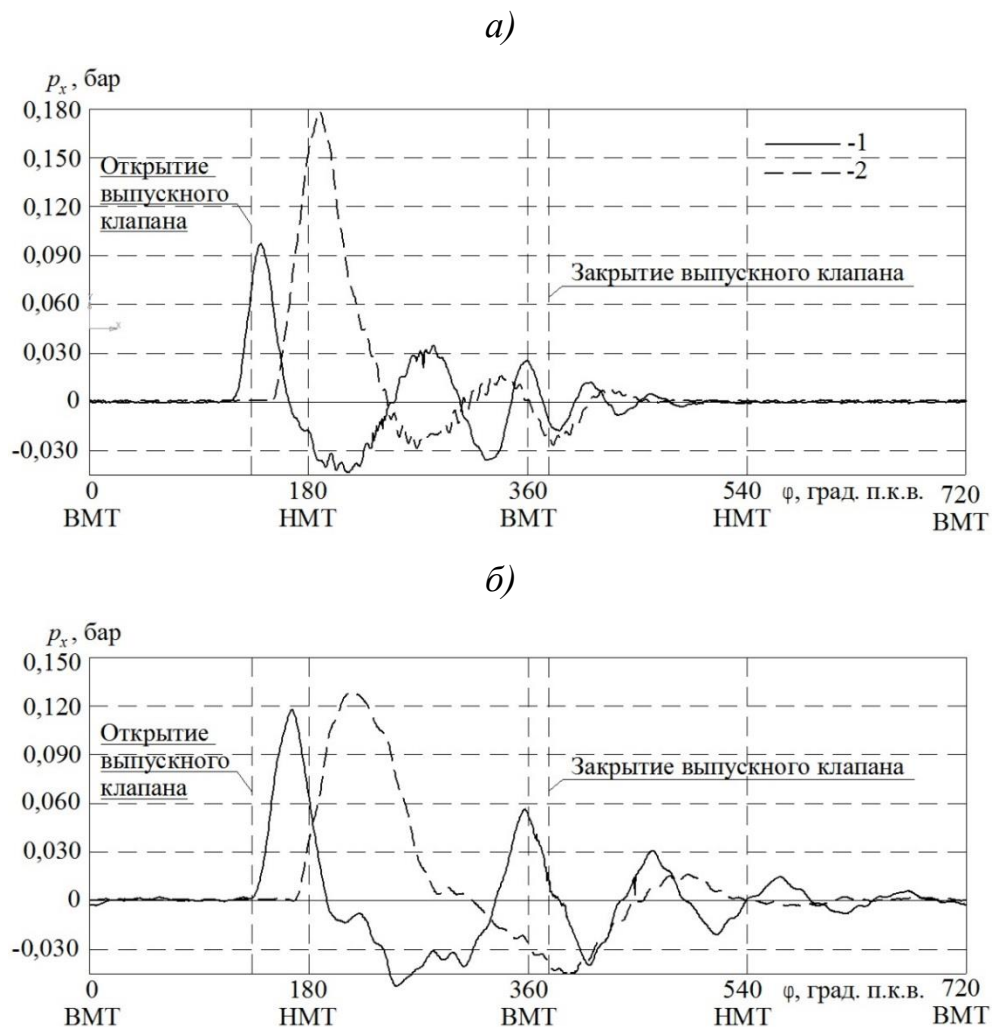


Рисунок 3.57 – Зависимость локального ($l_x = 140$ мм) давления потока воздуха p_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0$ бар при разных n : а – 1500 мин^{-1} ; б – 3000 мин^{-1}

Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с ТК

Подобные колебательные явления скорости и давления потока были обнаружены и при исследовании влияния аэродинамического сопротивления (разных фильтров) на газодинамику процесса впуска в ДВС (см. выше). Напомним, что при наличии во впускном трубопроводе картонного фильтра пульсации скорости и давления наблюдались после закрытия впускного клапана, но затухали быстрее, чем в системе без фильтра. При этом происходило снижение максимальной скорости потока воздуха (примерно на 5-15 %) во впускном трубопроводе с картонным фильтром [201].

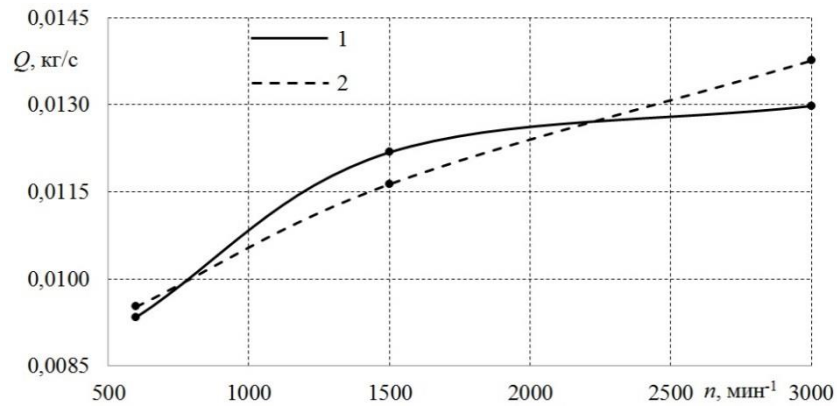
Далее рассмотрим влияние наличия турбины ТК в выпускном тракте ДВС на расход газа через него. Зависимость массового расхода газа Q через выпускной тракт с ТК и без него от частоты вращения коленчатого вала n показана на рисунке 3.58. Расход пульсирующего потока газа в процессе выпуска рассчитывался на основании обработки графиков изменения скорости потока в период открытого выпускного клапана.

Оказалось, что при всех значения избыточного давления на выпуске расход Q через выпускную систему примерно одинаковый как при наличии ТК, так и без него. Отличия в расходных характеристиках находятся в пределах погрешности определения массового расхода воздуха (около 8 %) [212; 213].

Проведенное исследование показало, что установка турбокомпрессора в газозо-воздушном тракте поршневого ДВС оказывает существенное влияние на газодинамические характеристики потока воздуха в выпускном трубопроводе. В частности, наличие ТК в выпускном тракте поршневого ДВС приводит к уменьшению амплитуд пульсаций скорости и давления потока воздуха при фактически неизменном расходе воздуха через систему.

При этом при установке турбокомпрессора и изменении режимных условий, вероятно, будет происходить перестройка структуры течения в выпускном трубопроводе, что окажет влияние на тепломеханические характеристики процесса выпуска в двигателе (результаты исследования этой гипотезы будут представлены в главе 4).

а)



б)

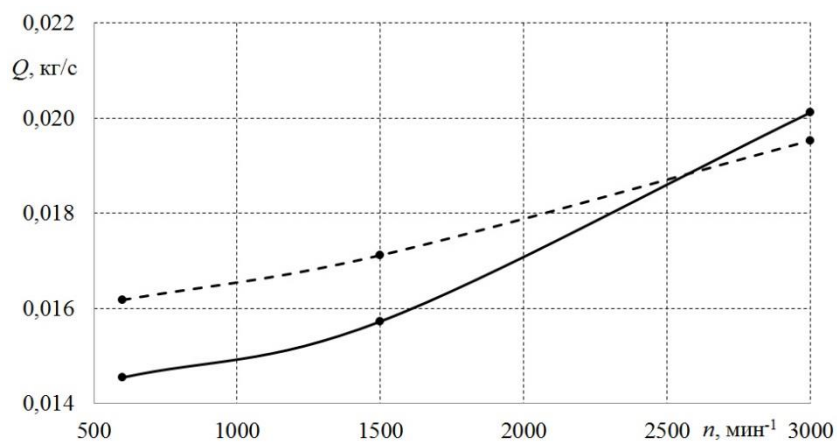


Рисунок 3.58 – Зависимость массового расхода воздуха Q через выпускной трубопровод при разных избыточных давлениях p_b в выпускной системе без ТК (1) и с ТК (2) от частоты вращения коленвала n : а – 1,0 бар; б – 2,0 бар

3.4. Верификация лабораторных данных о процессах газообмена на действующем двигателе

Как было показано выше, процессы газообмена в поршневых ДВС являются высокочастотными и нестационарными. Поэтому основным направлением их исследований является эксперимент. Анализ литературы и опыты показали, что на сегодняшний день одним из наиболее точных и эффективных способов изучения этих процессов являются эксперименты на специальных, динамических установках, представляющих собой натурную модель одноцилиндрового двигателя [9; 10;

170; 214; 215]. Однако при таком подходе возникает проблема соответствия лабораторных данных о газодинамике процесса газообмена, полученных на модели ДВС, с одноименными характеристиками, уже на действующем двигателе.

В данном разделе предлагается корректирующая методика соотнесения лабораторных данных и данных, полученных на действующем поршневом ДВС.

Конструктивные и функциональные особенности одноцилиндровой модели поршневого двигателя для исследования процессов газообмена с учетом газодинамической нестационарности представлены в разделе 3.1 данной главы.

В качестве действующего двигателя был выбран автомобильный двигатель ВАЗ-ОКА (2Ч 8,2/7,1) той же размерности, что и лабораторная установка. Основные технические характеристики ДВС: бензиновый, четырехтактный двигатель, имеющий 2 цилиндра и рядную компоновку, двухклапанную головку цилиндра, геометрическая степень сжатия $\varepsilon - 9,9$, диаметр цилиндра $D - 82$ мм, ход поршня $S - 71$ мм. Для лабораторной модели ДВС и для двигателя ВАЗ-ОКА фазы газораспределения задавались в соответствии со штатными параметрами.

Опыты на модели проводились при частоте вращения коленчатого вала $n = 600-3000$ мин⁻¹. Для действующего ДВС минимальная частота составляла 1000 мин⁻¹, что было обусловлено обеспечением устойчивой работы двигателя на холостых оборотах. В обоих случаях воздух всасывался при атмосферном давлении и температурах окружающего воздуха 18-22 °С.

На рисунке 3.59 показана конфигурация впускного трубопровода для исследования газодинамических характеристик свежего заряда на лабораторной установке и действующем двигателе.

В обоих случаях внутренний диаметр трубопровода d равнялся 32 мм, его длина l составляла 300 мм. Отличие состояло только в том, что в двигателе ВАЗ-ОКА впускной коллектор состоит из двух параллельных каналов для каждого цилиндра в отдельности.

Для проведения исследований использовалась та же приборно-измерительная аппаратура и система сбора и обработки экспериментальных данных, которые описаны в разделе 3.1.

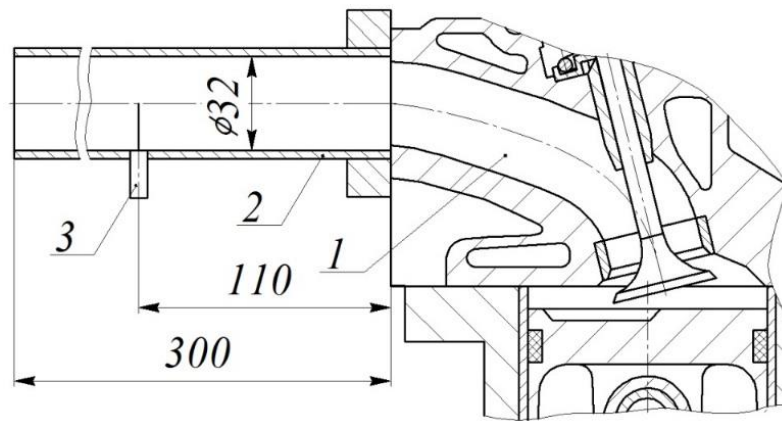


Рисунок 3.59 – Конфигурация исследуемого впускного тракта:

- 1 – канал в головке цилиндра; 2 – впускной трубопровод;
3 – датчик термоанемометра для измерения скорости потока газа

Следует отметить, что существуют отличия в условиях проведения опытов на лабораторной модели ДВС и действующем двигателе. Среди них следует отметить:

- отсутствие сгорания топлива в лабораторной модели поршневого ДВС;
- разный температурный уровень протекания процессов;
- существенно меньшие вибрации газоздушных трактов на лабораторной модели и др.

Соответственно, отличия в условиях проведения экспериментов (различие действующих факторов) приводит к отличиям в газодинамических и теплообменных характеристиках процессов газообмена.

Рассмотрим совмещенные зависимости скорости потока свежего заряда во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала для разных частот вращения коленчатого вала, полученные на лабораторной модели двигателя и действующем поршневом ДВС (рисунок 3.60).

Из рисунка видно, что данные полученные на лабораторной качественно подтверждаются на действующем двигателе. Так, можно отметить, что в обоих случаях после открытия впускного клапана наблюдается резкий рост скорости потока свежего заряда до ее максимального значения. При этом отличия в максимальных зна-

чениях скорости свежего заряда не превышают 10 %. Также в обоих случаях наблюдаются колебания (пульсации) потока свежего заряда после закрытия впускного клапана.

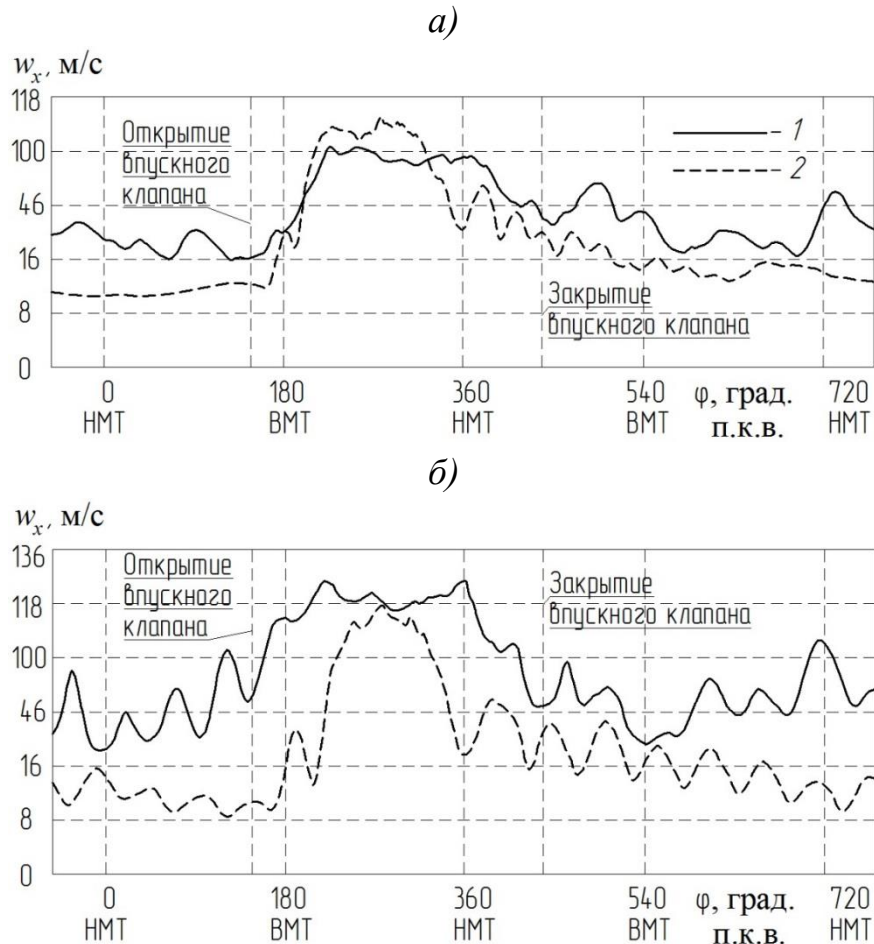


Рисунок 3.60 – Зависимости местной скорости свежего заряда w_x ($l_x = 110$ мм) во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ для разных n :

а) $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

1 – действующий двигатель; 2 – лабораторная модель ДВС

При этом, с ростом частоты вращения коленчатого вала пульсационные явления усиливаются (возрастает их амплитуда). Можно отметить, что и сам процесс впуска наступает не с нулевых значений скорости потока, т. е. переходный процесс не успевает закончиться, а начинается уже следующий процесс наполнения. Это характерно для всех режимов работы модели ДВС и действующего двигателя. При этом, основное отличие в зависимостях $w_x = f(\varphi)$ состоит в начальном уровне скорости потока свежего заряда перед открытием впускного клапана. Так для модели

ДВС эти значения составляют примерно 12 м/с, тогда как для действующего двигателя они выше и находятся в диапазоне 20-35 м/с. Это можно объяснить тем, что на действующем двигателе к впускному коллектору подсоединена трубка вакуумного усилителя тормозной системы, которая при работающем двигателе создает во впускном коллекторе дополнительное разрежение.

Таким образом, экспериментальные данные по процессу впуска свежего заряда, полученные на лабораторной модели одноцилиндрового ДВС качественно подтверждаются данными, полученными на действующем двигателе той же размерности. Следует отметить, что аналогичные результаты были получены и для процесса выпуска отработавших газов.

Рассмотрим зависимости объемного расхода воздуха Q через впускную систему от частоты вращения коленчатого вала n , полученные на модели ДВС и действующем двигателе (рисунок 3.61). Расходные характеристики в обоих случаях могут быть аппроксимированы линейными функциями со среднеквадратичным отклонением не более 5,0 %.

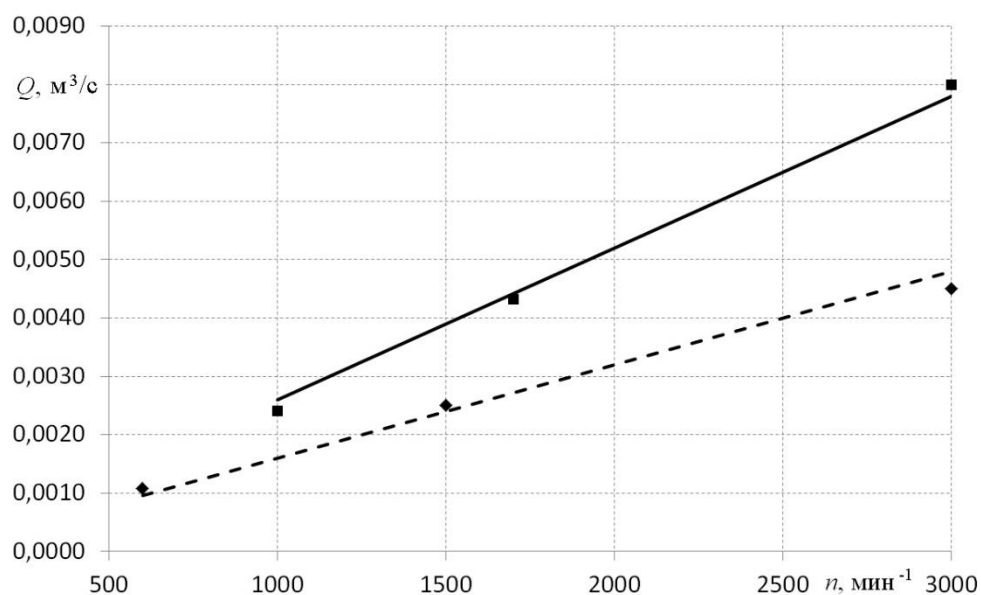


Рисунок 3.61 – Зависимости местного объемного расхода воздуха Q через впускную систему от частоты вращения коленвала n :

————— — действующий двигатель; - - - - - — лабораторная модель ДВС

Из рисунка 3.61 видно, что зависимости объемного расхода воздуха, полученные на действующем двигателе несколько отличаются от лабораторных данных. В данном случае обе расходные характеристики $Q = f(n)$ являются линейными функциями:

- для лабораторной модели ДВС: $Q_M = 1,6 \cdot 10^{-6} \cdot n$; (3.2)

- для действующего двигателя: $Q_D = 2,6 \cdot 10^{-6} \cdot n$. (3.3)

Соответственно, для рассматриваемого случая, коррекция экспериментальных данных будет заключаться в определении корректирующего коэффициента, величина которого составляет 1,625. При этом, следует отметить, что в зависимости от того, насколько отличаются сопоставляемые экспериментальные зависимости и какова сложность их математического описания, необходимо составлять индивидуальный корректирующий метод. В частности, для этого может потребоваться разработка корректирующих функций и составление корректирующей карты для разных газодинамических и теплообменных характеристик процессов газообмена [216, 217].

Далее рассмотрим совмещенные зависимости скорости потока отработавших газов в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала для разных частот вращения коленвала, полученные на лабораторной модели двигателя и действующем поршневом ДВС (рисунок 3.62).

Сравнение экспериментальных данных по скорости отработавших газов в процессе выпуска в целом соотносятся друг с другом в допустимых пределах.

Так, из графиков на рисунке 3.62 видно, что после открытия выпускного клапана происходит резкий рост скорости потока отработавших газов до максимального значения. Отличия в максимальных значениях w_x не превышают 12 % для данных, полученных на модели ДВС и действующем двигателе. Также можно отметить, что после закрытия выпускного клапана скорость потока не обнуляется, а остается на некотором уровне: в диапазоне от 4 до 40 м/с (при этом бóльшие значения относятся к экспериментальным данным, полученным на действующем двигателе). Аналогичная ситуация наблюдается и перед открытием выпускного клапана.

Открытие происходит не при нулевой скорости потока отработавших газов, а с некоторого уровня (4-14 м/с), т.е. в данном случае также переходный процесс не успевает завершиться, а уже начинается следующий процесс выпуска отработавших газов. Основное отличие в зависимостях $w_x = f(\varphi)$ состоит в том, что в течение процесса выпуска на экспериментальных данных, полученных на одноцилиндровой модели ДВС, наблюдаются некоторые колебания (пульсации) скорости потока отработавших газов, тогда как на данных, полученных на действующем двигателе, эти пульсационные эффекты не столь явно выражены. Это можно объяснить тем, что в многоцилиндровом двигателе обычно один выпускной коллектор на группу цилиндров, поэтому пульсации в нем сглаживаются. Этим же можно объяснить и несколько более высокий уровень скорости потока отработавших газов в выпускном трубопроводе в течение всего рабочего цикла двигателя [216, 217].

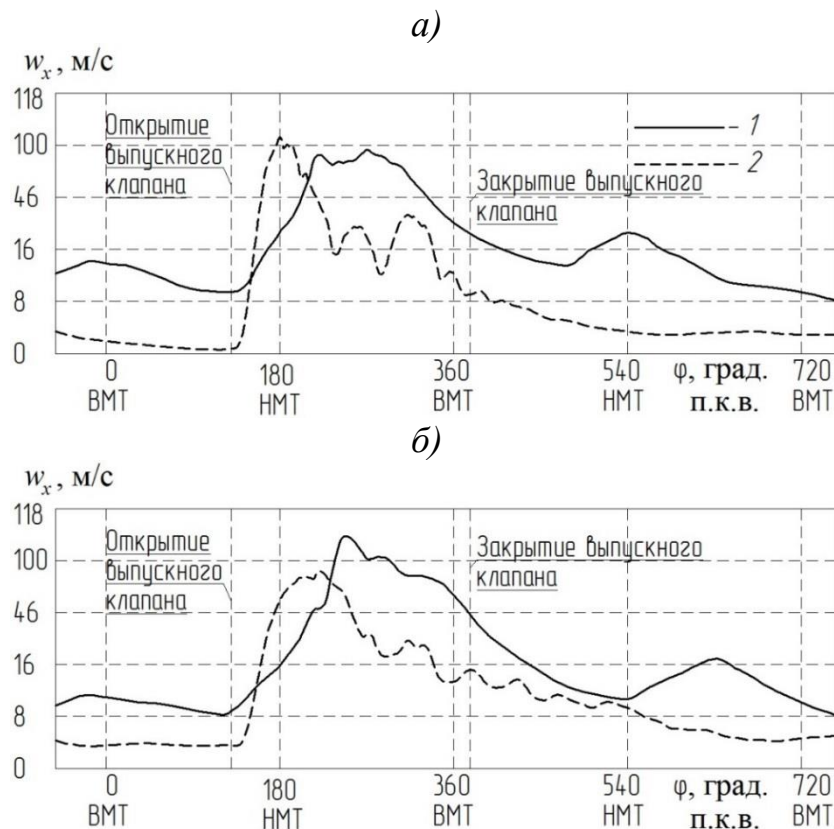


Рисунок 3.62 – Зависимости местной скорости отработавших газов w_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ для разных n :

а) $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

1 – действующий двигатель; 2 – лабораторная модель ДВС

Таким образом, экспериментальные данные о газодинамике в выпускном трубопроводе, полученные на одноцилиндровой модели ДВС, подтверждаются данными, полученными на действующем двигателе. Поэтому можно ожидать, что экспериментальные данные тепломеханических характеристик процесса выпуска, измеряемые на одноцилиндровой модели ДВС, будут соответствовать таковым для действующего двигателя в допустимых пределах. И соответственно, направления совершенствования процесса выпуска, разработанные на модели ДВС, можно проецировать на действующие двигатели.

3.5. Направления совершенствования процессов газообмена в поршневых ДВС

3.5.1. Совершенствование процессов газообмена в двигателях без наддува

Известно, что каналы и трубопроводы впускной системы поршневых ДВС имеют круглую или овальную форму поперечного сечения. Это необходимо для обеспечения равномерного поля скоростей во впускной системе. При этом, также известно, что в каналах с поперечными сечениями в форме квадрата, прямоугольника и равностороннего треугольника возникают устойчивые, продольные вихревые течения (структуры) [97], которые оказывают существенное влияние на газодинамику в каналах и трубопроводах впускной системы поршневого ДВС. Устойчивые, вихревые течения, которые образуются в углах каналов с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника могут стабилизировать пульсирующий газовый поток и, как следствие, привести к повышению качества газообмена. Таким образом, можно предположить, что одним из методов совершенствования процессов газообмена, который далеко не исчерпал свой потенциал, является поперечное профилирование впускных и выпускных трубопроводов.

Начнем с совершенствования процессов во впускном трубопроводе. Газодинамические и расходные характеристики потока воздуха для прямолинейного

впускного трубопровода постоянного круглого поперечного сечения представлены в подразделе 3.2.2. В данном подразделе рассмотрим результаты исследований впускных трубопроводов, имеющих профилированный участок с поперечными сечениями в форме квадрата и равностороннего треугольника.

На рисунке 3.63 представлена исследуемая конфигурация впускного тракта и места установки датчиков давления и термоанемометра. Напомним, что в данной работе использовались профилированные участки 2 с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника. Эквивалентный (гидравлический) диаметр $d_{\text{э}}$ равнялся 32 мм для всех профилированных участков, а их длина составляла примерно 30 % от общей длины впускного тракта. Основные геометрические размеры профилированных участков представлены в разделе 3.1.

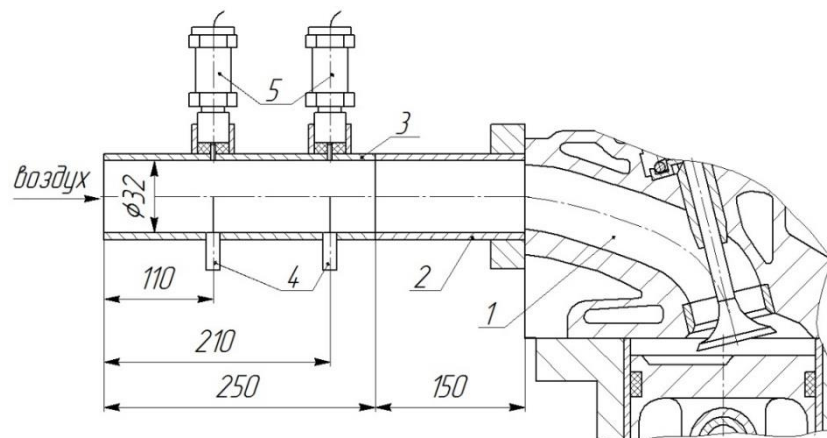


Рисунок 3.63 – Конфигурация и геометрические размеры исследуемого впускного тракта экспериментальной установки: 1 – головка цилиндров; 2 – впускной трубопровод – профилированный участок; 3 – измерительный канал; 4 – датчики термоанемометра для определения скорости потока воздуха; 5 – датчики давления

На рисунке 3.64 схематично представлены впускные системы поршневых двигателей, имеющих впускной трубопровод с профилированными участками с поперечным сечением в форме квадрата и равностороннего треугольника.

a)

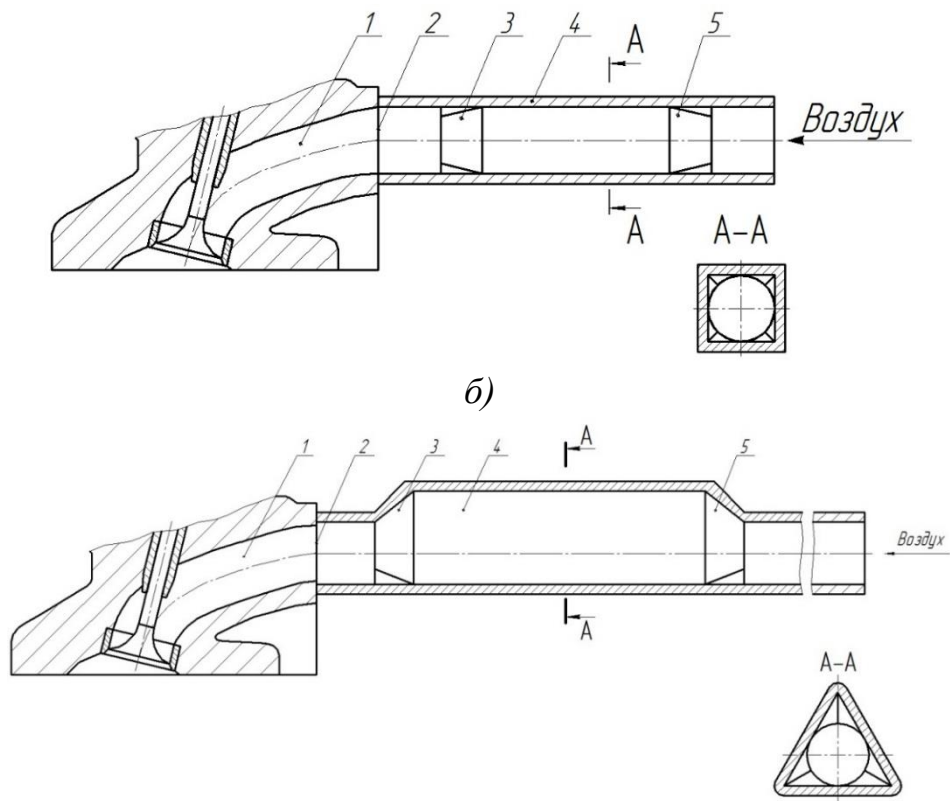
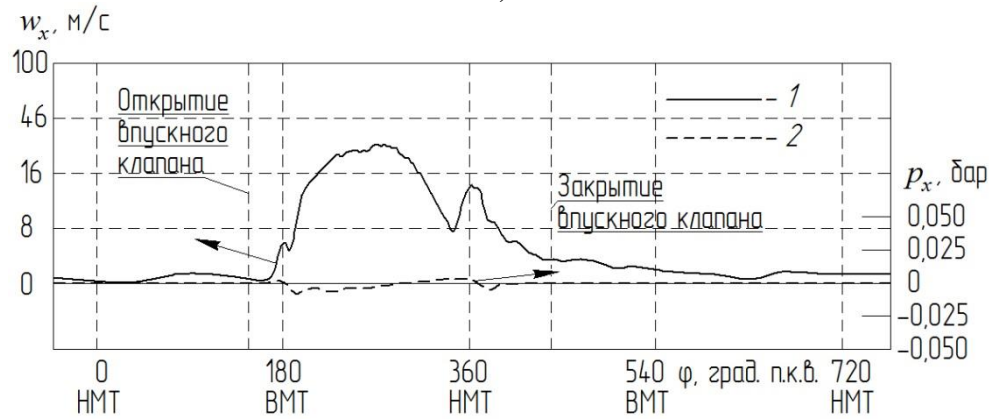


Рисунок 3.64 – Впускные системы поршневых ДВС с впускными трубопроводами с профилированными участками с поперечными сечениями в форме квадрата (а) и равностороннего треугольника (б): 1 – канал в головке цилиндра; 2 – впускное окно в головке цилиндра; 3 – участок перехода от круглого поперечного сечения к профилированному участку; 4 – профилированный участок; 5 – участок перехода от профилированного участка к круглому поперечному сечению

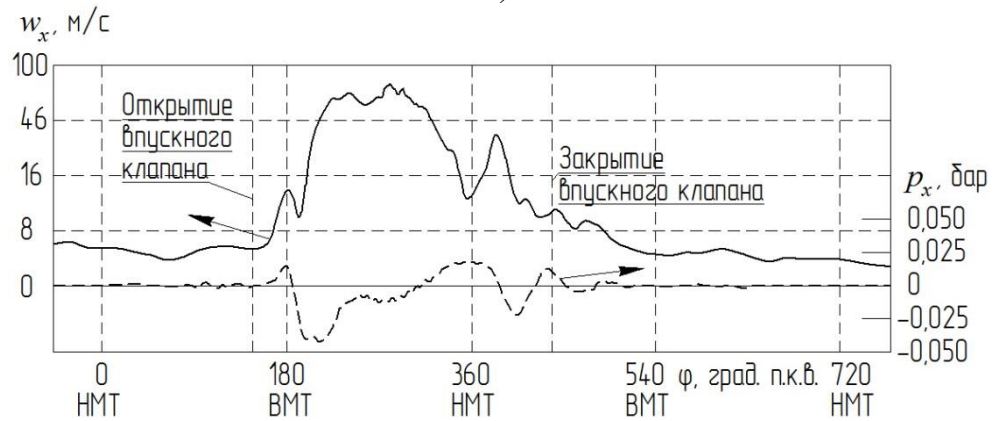
Экспериментальные исследования были направлены на проверку гипотезы о том, что возникающие в профилированных каналах устойчивые, продольные вихревые структуры оказывают существенное влияние на газодинамику в процессе впуска, которое заключается в стабилизации (сглаживании пульсаций скорости и давления) пульсирующего потока.

Экспериментальные зависимости местной скорости потока воздуха w_x и давления p_x во впускном трубопроводе с круглым поперечным сечением от угла поворота коленвала φ при разных n представлены в разделе 3.2.2, а для впускного трубопровода квадратного и треугольного поперечного сечений показаны на рисунках 3.65 и 3.66 соответственно.

а)



б)



в)

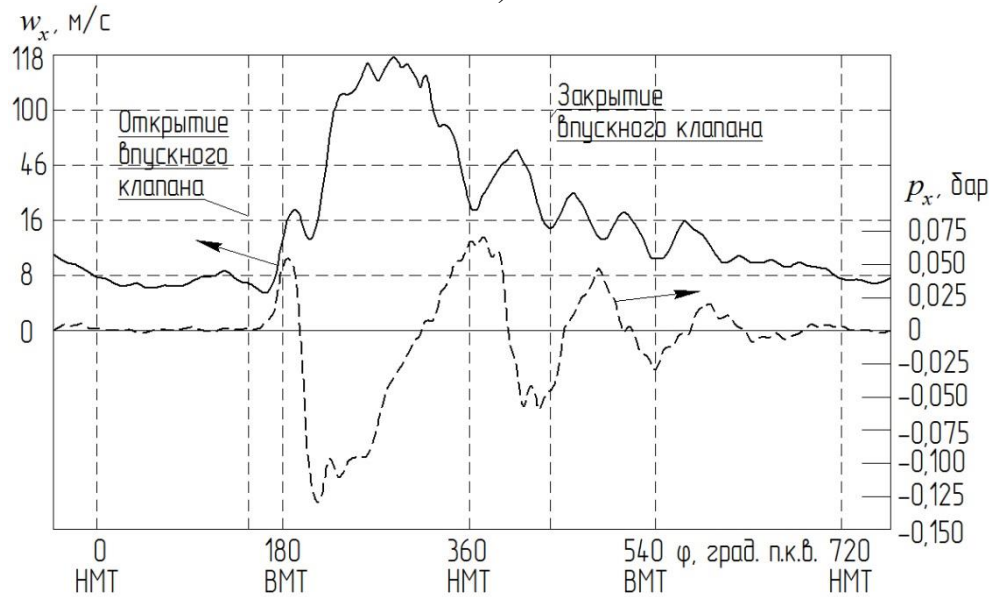
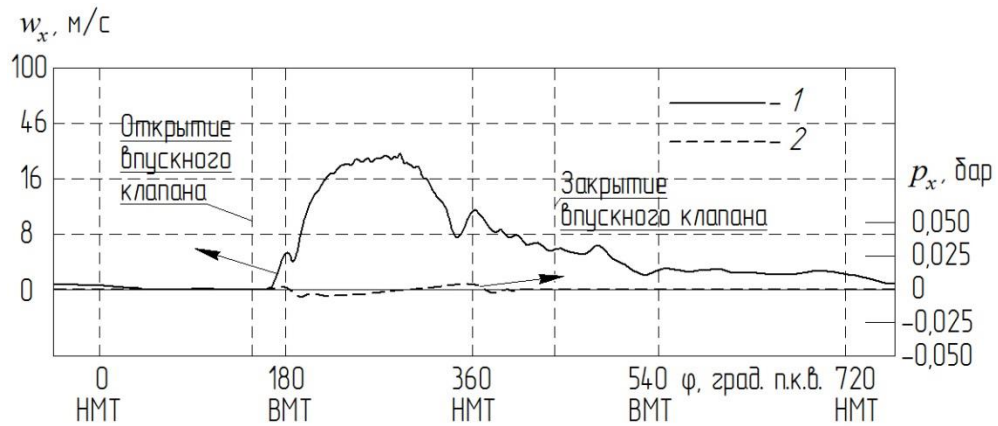


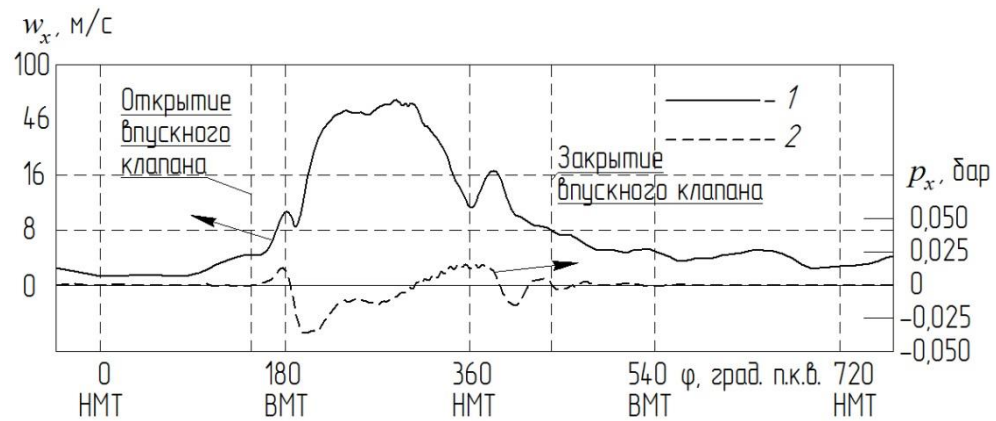
Рисунок 3.65 – Зависимости местной ($l_x = 210 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе квадратного поперечного сечения при разных частотах вращения коленвала:

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - 1500; \quad в - n = 3000$$

а)



б)



в)

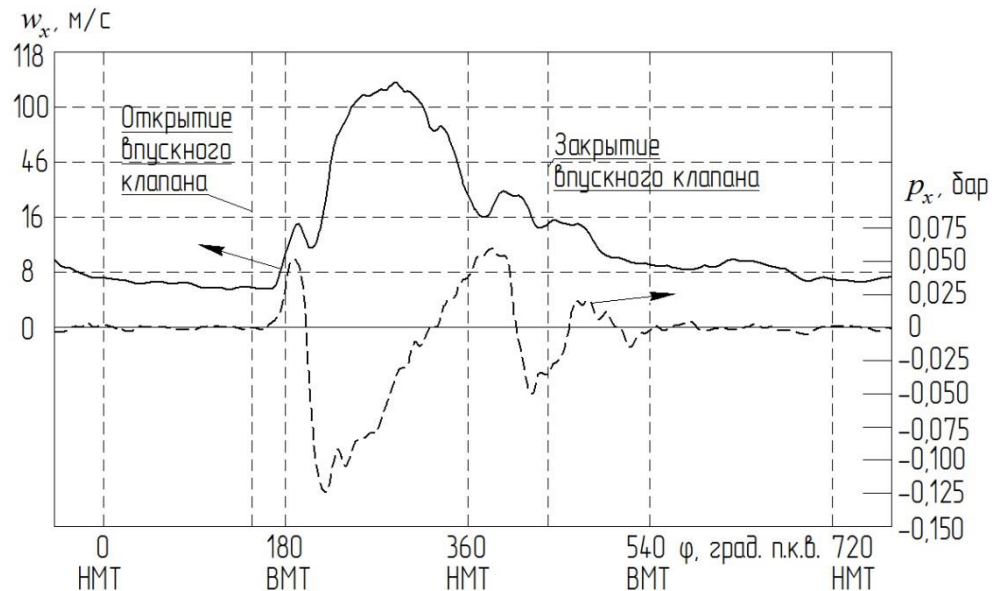


Рисунок 3.66 – Зависимости местной ($l_x = 210 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе треугольного поперечного сечения при разных частотах вращения коленчатого вала:

а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – 1500 ; в – $n = 3000$

Показано, что для всех форм поперечного сечения впускного трубопровода динамика (сложность вариации p_x и w_x) процесса впуска усложняется с увеличением частоты вращения коленчатого вала [196]. Максимальная скорость воздуха во впускном тракте нарастает по мере увеличения этой частоты. Одновременно усиливаются пульсации скорости и давления потока воздуха.

После закрытия впускного клапана (завершения процесса впуска) наблюдаются пульсационные эффекты, которые наиболее сильны при круглом поперечном сечении, тогда как в случае применения впускных трубопроводов с участками квадратного и особенно треугольного поперечного сечения они менее выражены [218], то есть происходит стабилизация течения и, соответственно, во впускном тракте отсутствует возвратно-поступательное движение столба воздуха. Поэтому более быстрое затухание пульсационных эффектов после закрытия впускного клапана при использовании впускной системы с трубопроводами с участками квадратного и треугольного поперечного сечения должно оказать положительное влияние на наполнение цилиндра свежим зарядом двигателя (в двигателе без использования динамического наддува).

Физический механизм более быстрого затухания колебательных явлений (сглаживания пульсаций потока воздуха) во впускном трубопроводе, по-видимому, связан со стабилизирующим влиянием устойчивых, продольных вихревых структур, образующихся в углах каналов с треугольным и квадратным поперечными сечениями [97].

Отметим, что при максимальных частотах вращения коленчатого вала процесс впуска начинается при наличии интенсивных переходных процессов во впускном трубопроводе (особенно это характерно для впускного трубопровода постоянного круглого поперечного сечения), что также может отрицательно влиять на процесс наполнения цилиндра [196]. Однако для впускных трубопроводов квадратного и треугольного сечения данное явление менее характерно. На рисунке 3.65, *в* (квадрат) и рисунке 3.66, *в* (треугольник) можно заметить, что хоть скорость потока воздуха во впускном трубопроводе не равна нулю в момент открытия впускного кла-

пана, но колебания фактически отсутствуют. Рассматриваемый эффект также связан со стабилизирующим влиянием продольных вихрей, которые образуются в углах профилированных участков, которые наиболее сильны в данном случае для треугольного поперечного сечения. Установлено, что данный эффект сохраняется во всем диапазоне изменения частоты вращения n .

При малых частотах вращения коленчатого вала процесс впуска начинается фактически с установившегося состояния, что характерно для всех форм поперечного сечения впускного трубопровода. Это объясняется тем, что диссипативный процесс, гасящий колебательное движение воздушного столба, при малых оборотах коленчатого вала успевает развиваться в достаточной степени, и впуск происходит практически из стационарного состояния, тогда как при высоких оборотах диссипация не успевает завершиться и вплоть до следующего такта впуска сохраняется рассматриваемый возвратно-поступательный процесс. Данный эффект аналогичен тому, что происходит и при выпуске, как это показано в [66] и далее в работе.

Из рассмотренных выше экспериментальных данных о газодинамике потоков во впускном трубопроводе, можно заключить, что процесса впуска является высокочастотным и нестационарным процессом, который очень сложно описать математически. При этом, известно, что при движении свежего заряда (потока воздуха или топливно-воздушной смеси) во впускном тракте поршневого ДВС он взаимодействует с горячими стенками, из-за этого его температура увеличивается на Δt (происходит подогрев свежего заряда). Величина этого подогрева Δt зависит от разности температур стенок и свежего заряда, формы и геометрических размеров впускного тракта, продолжительности процесса впуска, а также газодинамики потока [219; 220]. Следует отметить, что из-за роста температуры свежего заряда происходит снижение его плотности, т. е. существенный подогрев свежего заряда ухудшит качество газообмена [221] (произойдет снижение массового расхода, а соответственно, уменьшится коэффициент наполнения). Таким образом, установленные особенности газодинамики потоков во впускных трактах разной конфигурации должны оказать влияние и на их теплообменные показатели (на локальный коэффициент теплоотдачи). Например, можно предположить, что во впускном тракте с

поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника интенсивность теплоотдачи будет несколько ниже, чем в трубопроводе постоянного круглого сечения.

Основным параметром для оценки качества процесса впуска является массовый (объемный) расход воздуха через впускной тракт поршневого ДВС или его относительный аналог – коэффициент наполнения, который влияет на эффективную мощность двигателя внутреннего сгорания.

Рассмотрим зависимости объемного расхода воздуха Q через впускные трубопроводы с участками разного поперечного сечения от частоты вращения коленвала n (рисунок 3.67).

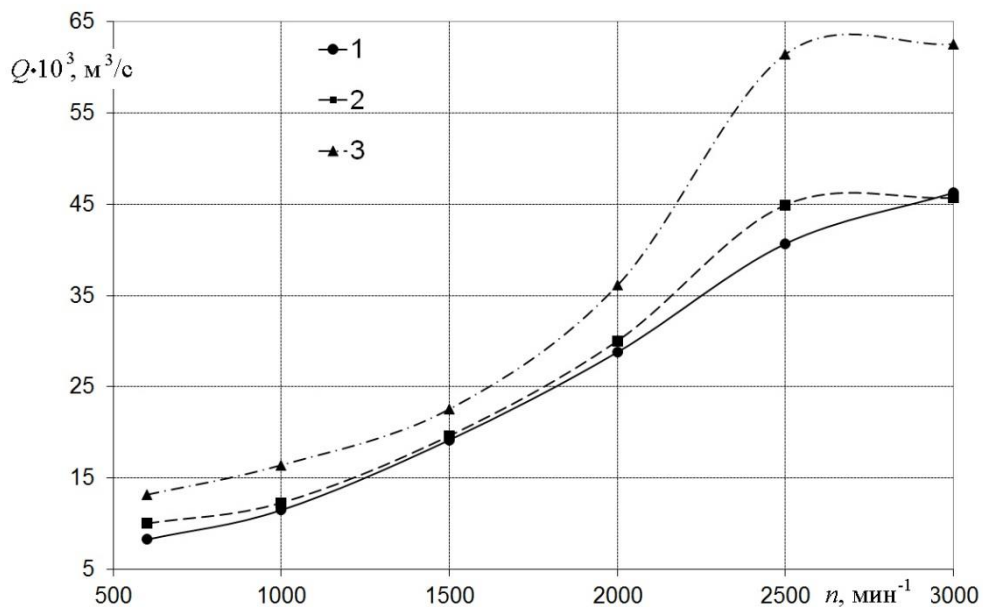


Рисунок 3.67 – Зависимость объемного расхода Q воздуха через впускные трубопроводы с участками различного поперечного сечения в зависимости от частоты вращения коленвала n при разных формах поперечного сечения:

- 1 – традиционное круглое; 2 – участок - квадрат;
3 – участок - равносторонний треугольник

Наибольшее увеличение объемного расхода воздуха через впускную систему получается при использовании профилированного участка с треугольным поперечным сечением при всех частотах вращения коленвала [218]. Рост объемного расхода (вплоть до 22 % на отдельных режимах работы) в какой-то степени связан с наибольшей площадью поперечного сечения треугольного участка, по сравнению

с другими формами, при равных d_3 . Однако этот фактор не является определяющим, т. к. длина профилированного участка составляет всего лишь около 30 % от общей длины впускной системы. Более того, рассматриваемый участок создает дополнительное аэродинамическое сопротивление (рост сопротивления примерно на 3-5 % при стационарных продувках) в местах переходов от круглого сечения к профилированному. По-видимому, рост объемного расхода через впускную систему с треугольным участком связан со стабилизирующим влиянием вихревых структур, которые образуются в углах поперечного сечения [97]. При этом они наиболее ярко выражены для треугольного поперечного сечения, которое имеет острые углы. На такой механизм стабилизации указывает и, ранее рассмотренное, более быстрое угасание пульсаций после закрытия впускного клапана во впускном трубопроводе с участками с квадратным и треугольным поперечным сечением.

Довольно важным моментом в аспекте скоростной характеристики поршневого двигателя является более крутой рост расхода воздуха в диапазоне частот вращения коленвала от 1800 до 2800 мин⁻¹ во впускной системе с треугольным профилированным участком по сравнению трубопроводами с поперечными сечениями в форме круга и квадрата. Это должно привести к улучшить приемистость поршневого ДВС, т. е. более быстрому набору мощности двигателем в рассматриваемом диапазоне частот n . В свою очередь, впускной тракт с «квадратным» участком обладает другим преимуществом – практически линейной расходной характеристикой, что может привести к более плавному набору мощности двигателем. Поэтому основные детали и узлы поршневого ДВС будут иметь более равномерные тепловые нагрузки, что естественно повысит его надежность [222].

Одним из основных параметров, характеризующий качество газообмена (в частности, процесса впуска), является коэффициент наполнения η_v . Введем относительный коэффициент наполнения η_v^* , который равен отношению коэффициента наполнения для впускного трубопровода с профилированным участком $\eta_v^{\text{фигур}}$ к коэффициенту наполнения для впускного трубопровода с постоянным круглым поперечным сечением $\eta_v^{\text{круг}}$ [211]:

$$\eta_v^* = \eta_v^{\text{фигур}} / \eta_v^{\text{круг}}. \quad (3.10)$$

Данной коэффициент более наглядно показывает влияние формы поперечного сечения впускного трубопровода на качество наполнения цилиндра. На рисунке 3.68 показана зависимость относительно коэффициента наполнения η_v^* от частоты вращения коленвала n для впускных трубопроводов с профилированными участками с разными поперечными сечениями.

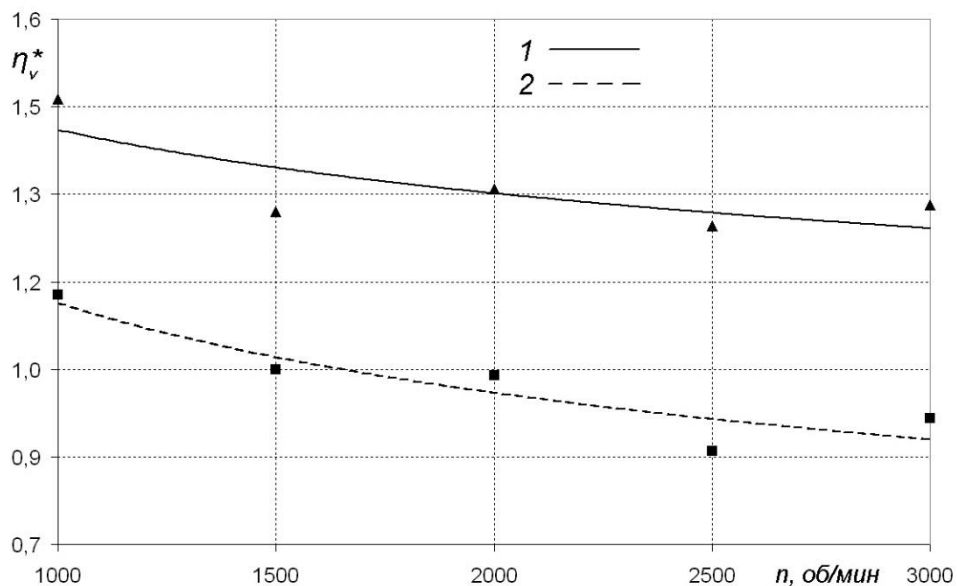


Рисунок 3.68 – Зависимость относительного коэффициента наполнения η_v^* от частоты вращения коленвала n для впускных трубопроводов с разными профилированными участками: 1 – треугольник; 2 – квадрат

Далее проводилась аналитическая оценка основных показателей поршневого двигателя (удельная мощность N_e и удельный эффективный расход топлива g_e) по методике, приведенной в учебнике Б. А. Шароглазова [121], на основе экспериментальных данных об улучшении коэффициента наполнения за счет поперечного профилирования впускных трубопроводов в двигателе 2Ч 8,2/7,1.

Для наглядности сведем в таблицу 3.3 максимальный процент улучшения коэффициента наполнения η_v за счет поперечного профилирования впускного трубопровода.

Улучшение коэффициента наполнения η_v за счет поперечного профилирования впускного трубопровода для двигателя 2Ч 8,2/7,1

Частота вращения коленвала n , мин ⁻¹	Процент изменения коэффициента наполнения η_v
	Улучшение η_v , %
1000	+ 24,3
1500	+ 20,1
2000	+ 20,1
2500	+ 13,2
3000	+ 13,2

Подробное описание методики расчета рабочего процесса автомобильного двигателя 2Ч 8,2/7,1 с профилированными впускными и выпускными трубопроводами представлено в приложении 4.

Здесь, отметим, что на основании данных, полученных в ходе математического моделирования и аналитических расчетов рабочего процесса, можно констатировать, что за счет комплексной модернизации впускных и выпускных систем путем поперечного профилирования можно улучшить следующие показатели поршневого ДВС в зависимости от режима его работы:

- увеличение коэффициента наполнения на 4,0-24,2 %;
- снижение коэффициента остаточных газов на 9,7%-24,1 %;
- увеличение эффективной мощности на 3,5-17,0 % при фактически неизменном удельном эффективном расходе топлива (колебания в пределах $\pm 1,5$ %).

В приложении 4 также представлены сравнительные таблицы технико-экономических параметров исходного и модернизированного (за счет поперечного профилирования каналов) двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА.

Кратко рассмотрим, как изменится гидравлическое сопротивление впускного тракта с профилированными участками с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника. Величина коэффициента гидравлического сопротивления впускной системы ξ определялась стандартным способом по перепаду статического давления для стационарного потока воздуха. Перепада измерялся жидкостным микроманометром типа МКВ-250 при разных скоростях потока воздуха (от 5

до 80 м/с). Коэффициент ξ , рассчитанный для каждой скорости, усреднялся. Установлено, что коэффициент гидравлического сопротивления впускного тракта с профилированными участками с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника возрастает на 3,6 % и 7,3 %, соответственно, по сравнению с впускной системой постоянного круглого сечения [189].

Далее рассмотрим совершенствование газодинамических и расходных характеристик газовых потоков в выпускном тракте с помощью профилирования выпускных трубопроводов.

Основными задачами данной части работы являются получение дополнительных данных о газодинамике процесса выпуска поршневого двигателя, поиск факторов наиболее сильно влияющих на газодинамические и расходные характеристики в выпускной системе двигателя, а также разработка способов совершенствования процесса выпуска, направленных на улучшение очистки цилиндра от отработавших газов (снижения коэффициента остаточных газов).

В данном исследовании для совершенствования процессов в выпускном трубопроводе также использовались профилированные участки с поперечными сечениями в форме квадрата и равностороннего треугольника. Во всех случаях эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 участка равнялся 30 мм, а его длина составляла приблизительно 30 % от общей длины выпускного тракта.

На рисунке 3.69 более подробно показана одна из исследуемых конфигураций выпускного тракта экспериментальной установки и места установки датчиков термоанемометра и датчиков давления. Как видно из рисунка она аналогична конфигурации впускного тракта, рассмотренного выше. Экспериментальная установка для исследования процессов в выпускном тракте, средства измерений и система сбора данных представлены в разделе 3.1.

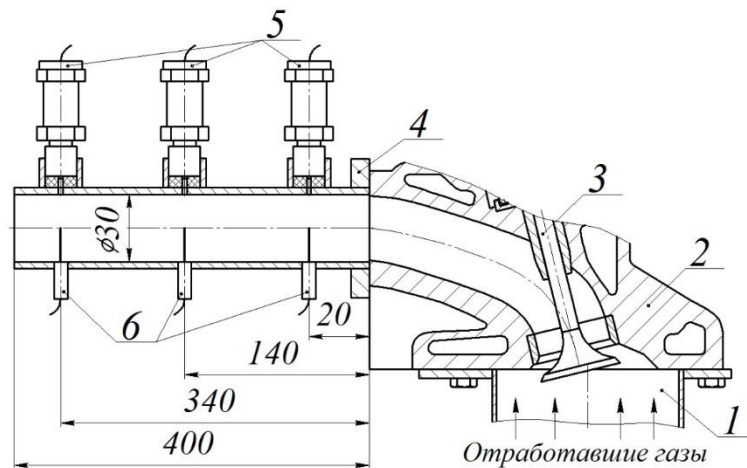


Рисунок 3.69 – Конфигурация исследуемого выпускного тракта экспериментальной установки: 1 – цилиндр; 2 – головка блока; 3 – выпускной клапан; 4 – выпускной трубопровод; 5 – датчики давления; 6 – датчики термоанемометра для определения скорости потока газа

Исследования проводились «на воздухе» при температуре 30-40 С° для различных частот вращения коленвала n от 600 до 3000 мин⁻¹ и при разных избыточных давлениях на выпуске $p_b = 0,5-2,0$ бар.

Газодинамические и расходные характеристики для прямолинейного выпускного трубопровода постоянного круглого поперечного сечения представлены в подразделе 3.2.2.

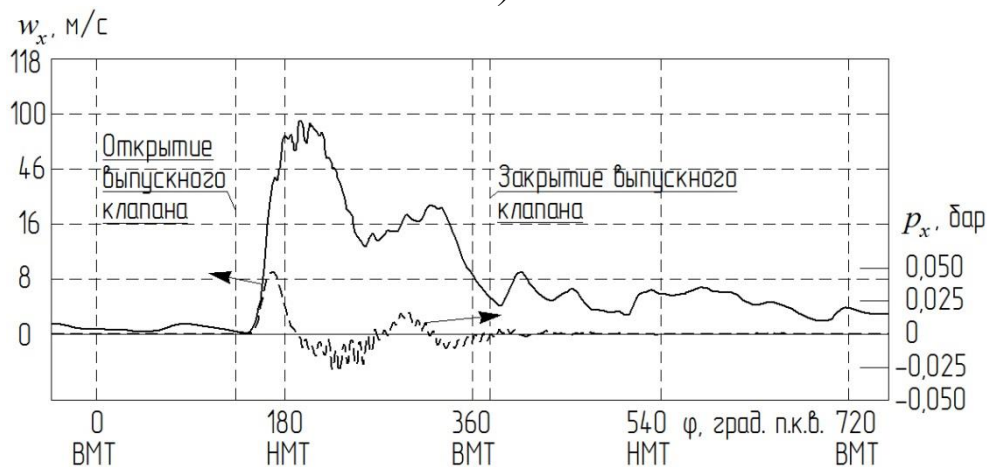
Результаты определения зависимостей w_x и p_x от угла поворота коленчатого вала φ при разных частотах вращения n в контрольном сечении на расстоянии 140 мм для выпускных трубопроводов с профилированными участками с разными поперечными сечениями показаны на рисунках 3.70 и 3.71.

Оказалось, что пульсации скорости потока газа в выпускном трубопроводе наиболее выражены при низких частотах вращения коленвала при всех конфигурациях трубопровода. Актуализируем, что противоположный эффект наблюдался в процессе впуска в поршневом ДВС (см. выше), где динамика процесса усложнялась (фиксируются более выраженные пульсации скорости и давления потока воздуха во впускном трубопроводе) по мере увеличения частоты вращения коленвала.

а)



б)



в)

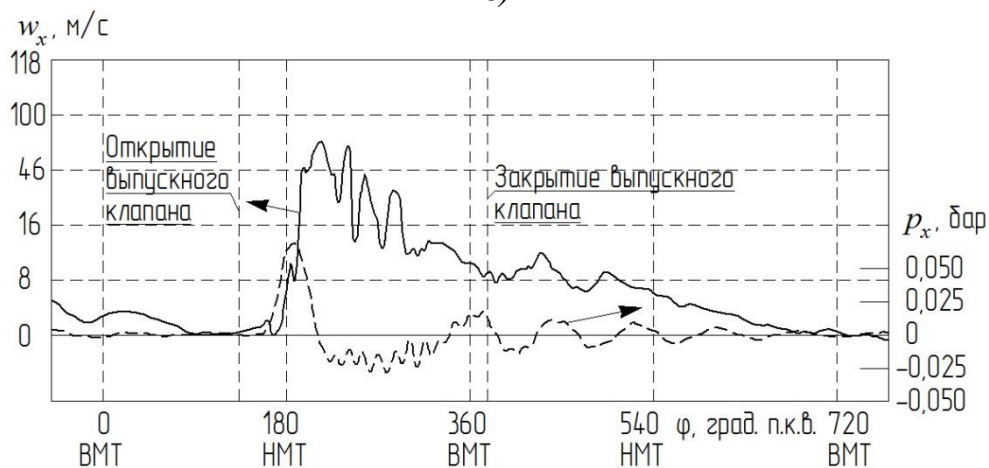
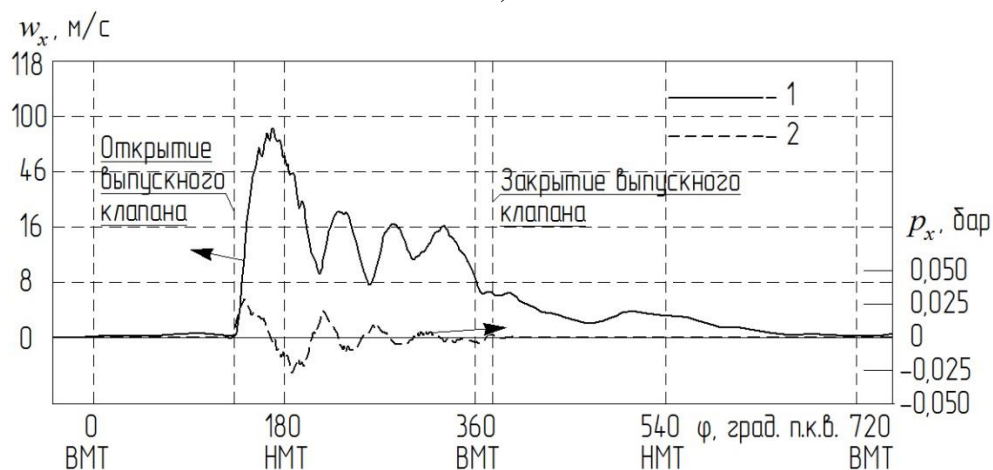


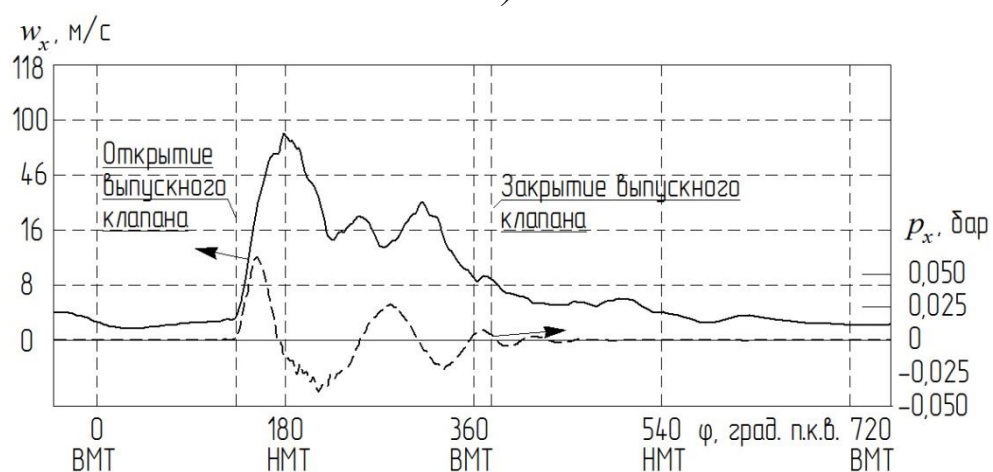
Рисунок 3.70 – Экспериментальные зависимости местных ($l_x = 140 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном трубопроводе квадратного поперечного сечения при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0 \text{ бар}$ для разных частот вращения коленвала n :

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - 1500; \quad в - n = 3000$$

а)



б)



в)

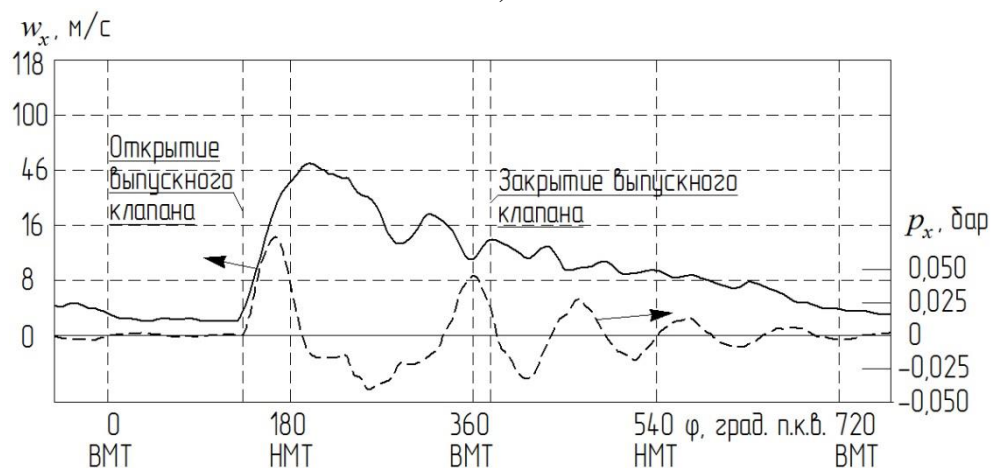


Рисунок 3.71 – Экспериментальные зависимости местных ($l_x = 140$ мм) скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном трубопроводе треугольного поперечного сечения при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0$ бар для разных частот вращения коленвала n :

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500; \quad в - n = 3000$$

Аналогично процессам, происходящим во впускном трубопроводе, в процессе выпуска скорость потока газа не обращается в нуль после закрытия выпускного клапана и наблюдаются некоторые колебания (пульсационные явления) скорости и давления потока. Схожий эффект наблюдался и для процессов во впускном трубопроводе [196]: после закрытия впускного клапана скорость и давление потока воздуха также не становилась равной нулю, т. е. в трубопроводе присутствовали колебательные явления столба воздуха.

При этом профилированные выпускные трубопроводы с участками с поперечным сечением в форме квадрата и равностороннего треугольника приводят к более быстрому затуханию колебаний потока газа после закрытия выпускного клапана (рисунки 3.70 и 3.71).

Следует отметить, что максимальные значения скорости потока воздуха в профилированных выпускных трубопроводах выше на 10-25 % (в зависимости от формы поперечного сечения и режима работы двигателя), чем при использовании выпускного трубопровода постоянного круглого поперечного сечения [198]. Данный факт должен оказать положительное влияние на расходные характеристики процесса выпуска с трубопроводами разной конфигурации.

Путем обработки графиков изменения скорости потока за отдельный такт были получены зависимости местного объемного расхода Q_x через выпускной трубопровод с профилированными участками от частоты вращения коленчатого вала n . На рисунке 3.72 показаны экспериментальные зависимости $Q_x = f(n)$ для выпускного трубопровода с участком квадратного поперечного сечения при различных постоянных избыточных давлений на выпуске p_b , которые аппроксимированы линейными функциями.

Обработка экспериментальных данных для выпускного трубопровода с квадратным поперечным сечением в условиях постоянного давления p_b показала, что в данном случае объемный расход линейно возрастает с увеличением частоты вращения коленвала n . При этом объемный расход воздуха через «квадратный» выпускной трубопровод больше в среднем на 8-20 % по сравнению с цилиндрическим

трубопроводом. Возможно, обсуждаемый эффект вызван уже упомянутым стабилизирующим влиянием турбулентных вихревых структур, образующихся в углах квадратного канала [223].

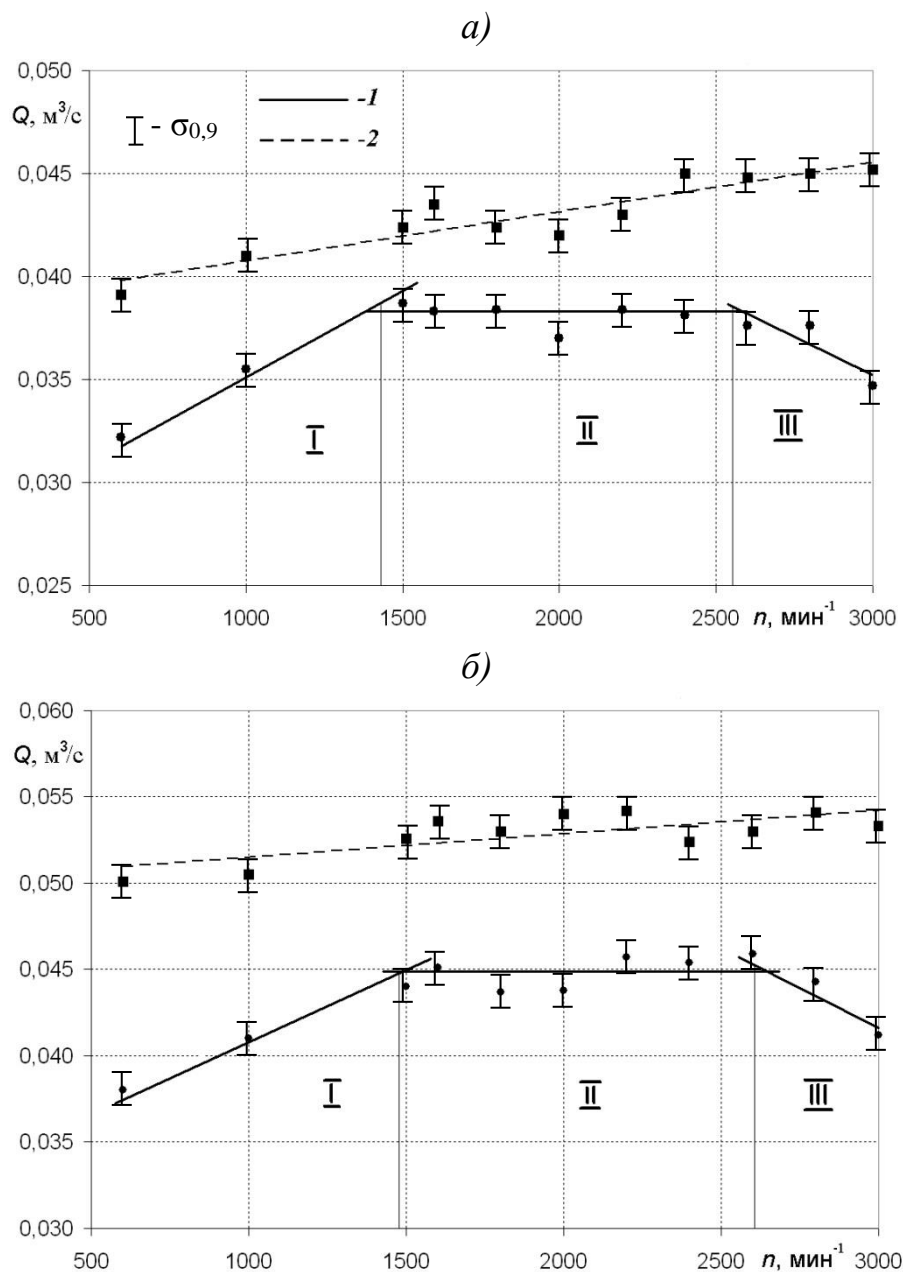


Рисунок 3.72 – Местный ($l_x = 140$ мм) объемный расход воздуха Q_x через выпускной трубопровод разной формы поперечного сечения в зависимости от частоты вращения колена n :
 а – избыточное давление $p_b = 1,0$ бар; б – $p_b = 2,0$ бар
 1 – круглое поперечное сечение; 2 – квадратное

На рисунке 3.73 показано сравнение объемных расходов воздуха Q_x через выпускной трубопровод постоянного круглого поперечного сечения и «треугольного» сечения в зависимости от частоты вращения коленвала n при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0$ бар.

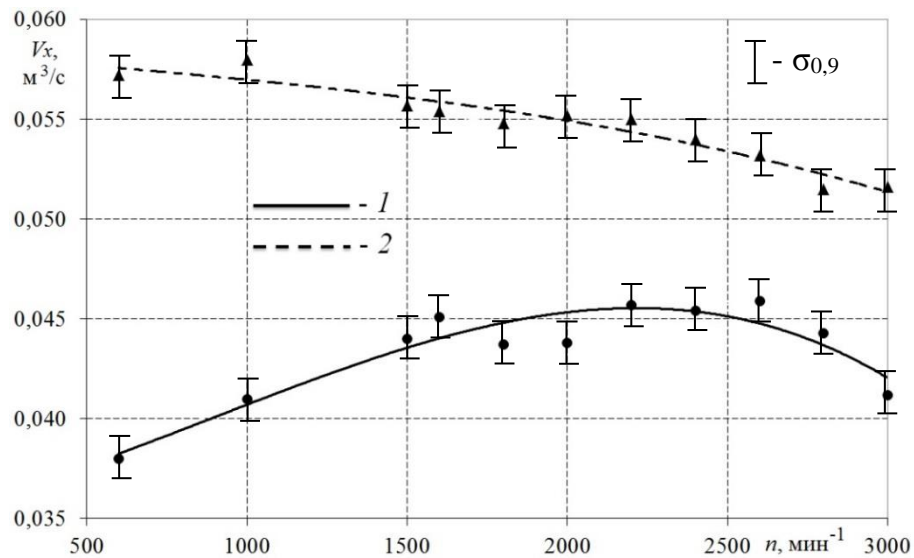


Рисунок 3.73 – Местный ($l_x = 140$ мм) объемный расход воздуха Q_x через выпускной трубопровод разной формы поперечного сечения в зависимости от частоты вращения коленвала n при $p_b = 2,0$ бар
1 – круглое поперечное сечение; 2 – треугольное

Из рисунка 3.72 видно, что для выпускного трубопровода с участком с треугольным поперечным сечением в условиях постоянного давления p_b объемный расход монотонно снижается с увеличением частоты вращения коленчатого вала. При этом объемный расход воздуха через «треугольный» выпускной трубопровод больше в среднем на 10-25 % по сравнению с цилиндрическим трубопроводом. Возможно, обсуждаемый эффект также вызван стабилизирующим влиянием турбулентных вихревых структур, образующихся в углах треугольного канала [223].

Следует отметить, что выигрыш в расходных характеристиках при использовании выпускного трубопровода с участком треугольного поперечного сечения наблюдается только при избыточном давлении на выпуске больше 2 бар. Вероятно, это связано с тем, что при более низких значениях давлений в углах профилей не формируются устойчивые вихревые структуры, стабилизирующие течение.

Вместе с тем, учитывая специфику формирования турбулентных структур [224], следует отметить, что оптимальные геометрические характеристики выпускного тракта в целом, включая длину и местоположение профилированных участков, равно как и достигаемый в результате использования положительный эффект, можно установить только путем научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ при создании или модернизации конкретного поршневого двигателя внутреннего сгорания.

Напомним, что проводилась расчетно-аналитическая оценка основных показателей поршневого ДВС (удельная мощность N_e и удельный эффективный расход топлива g_e) по методике [121], на основе экспериментальных данных о снижении коэффициента остаточных газов за счет поперечного профилирования выпускных трубопроводов в двигателе 2Ч 8,2/7,1 (см. приложение 4).

В таблицу 3.4 показан максимальный процент снижения коэффициента остаточных газов γ , который может быть достигнут за счет поперечного профилирования выпускного трубопровода.

Таблица 3.4

Снижение коэффициента остаточных газов γ за счет поперечного профилирования выпускного трубопровода двигателя 2Ч 8,2/7,1

Частота вращения коленвала n , мин ⁻¹	Процент изменения коэффициента остаточных газов γ
	Снижение γ , %
1000	– 24,8
1500	– 19,0
2000	– 18,7
2500	– 14,5
3000	– 19,2

Подробное описание методики расчета рабочего процесса автомобильного двигателя 2Ч 8,2/7,1 с профилированными впускными и выпускными трубопроводами представлено в приложении 4.

Здесь, отметим, что на основании данных, полученных в ходе математического моделирования и аналитических расчетов рабочего процесса, можно констатировать, что за счет комплексной модернизации впускных и выпускных систем путем поперечного профилирования можно улучшить следующие показатели поршневого ДВС в зависимости от режима его работы:

- увеличение коэффициента наполнения на 4,0-24,2 %;
- снижение коэффициента остаточных газов на 9,7%-24,1 %;
- увеличение эффективной мощности на 3,5-17,0 % при практически неизменном удельном эффективном расходе топлива (изменение в пределах ± 1 %).

В приложении 4 также представлены сравнительные таблицы технико-экономических параметров исходного и модернизированного (за счет поперечного профилирования каналов) двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА.

Далее рассмотрим другое направление совершенствования процесса выпуска в поршневых ДВС – продольное профилирование выпускных трубопроводов. Гипотеза использования конфузорного выпускного трубопровода состоит в том, что в данном случае будет происходить «поджатие» потока и, соответственно, гашение волн давления в выпускном трубопроводе при сохранении степени очистки цилиндров от отработавших газов. Это должно привести к более равномерной интенсивности теплообмена и снижению уровня газодинамического шума.

Поскольку одним из основных факторов, ухудшающих удаление газов и усиливающих газодинамический шум, является возникновение в выпускных трубопроводах обратных токов газа [9] было предложено для их гашения выполнять выпускной трубопровод не цилиндрической формы, а в виде конфузора. В данном случае это был сужающийся по ходу потока трубопровод длиной $l = 400$ мм, с диаметрами на входе $d_{\text{вх}} = 30$ мм, на выходе – $d_{\text{вых}} = 21$ мм.

Опыты проводились при тех же физических условиях, тех же режимах и в тех же контрольных сечениях, как и в случае исследования поперечного профилирования выпускного трубопровода.

Совмещенные зависимости скорости w_x и давления p_x от угла поворота φ в конфузорном выпускном трубопроводе при различных частотах вращения n представлены на рисунке 3.74.

Сопоставление данных для цилиндрического и конфузорного выпускных трубопроводов показывает, что максимальная скорость потока воздуха в конфузорном выпускном трубопроводе значительно выше (до 2 раз) по сравнению с цилиндрическим трубопроводом. Вместе с тем пиковые значения статического давления в трубопроводах обеих конфигураций находятся примерно на одном уровне [225].

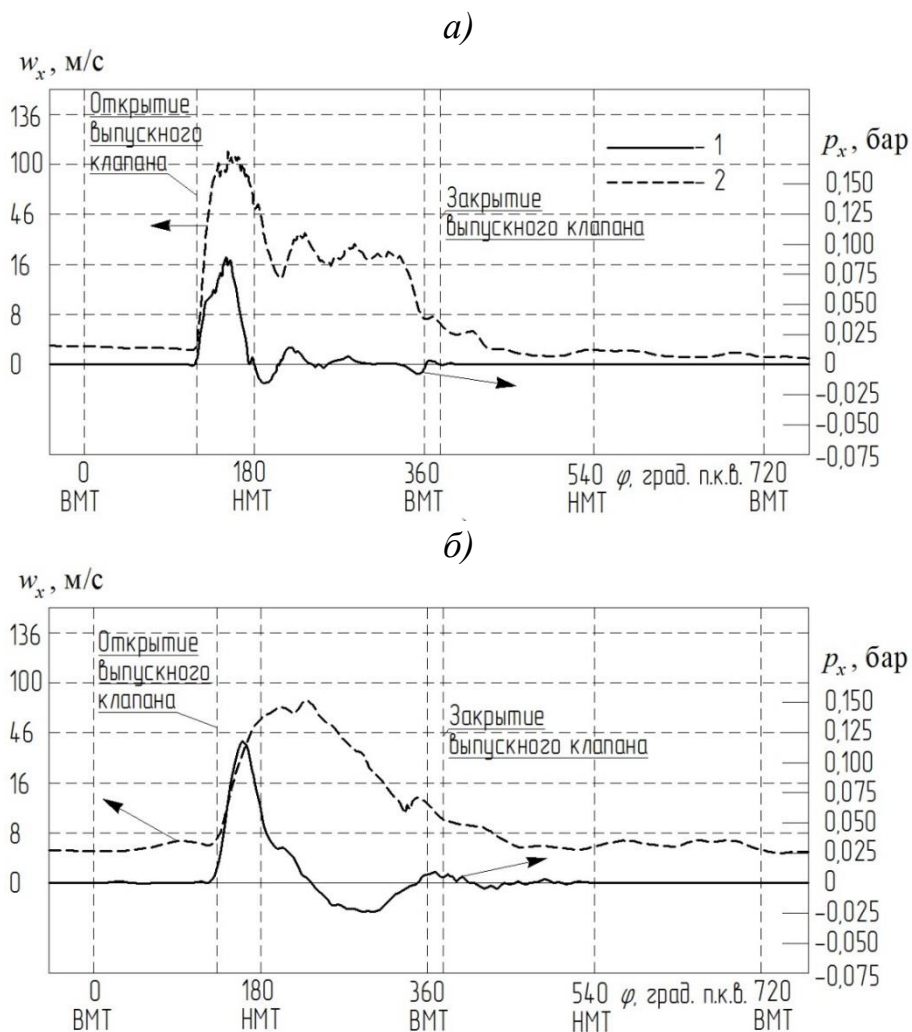


Рисунок 3.74 – Зависимости местного ($l_x = 140$ мм) давления p_x (1) и скорости потока воздуха w_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ в конфузорном выпускном трубопроводе при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2$ бар при разных n :

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - 3000 \text{ мин}^{-1}$$

При этом пульсации давления в конфузорном выпускном трубопроводе существенно менее выражены, что характерно для всех частот вращения коленчатого вала и значений избыточного давления. После закрытия выпускного клапана пульсации давления в сужающемся трубопроводе практически не наблюдаются, что говорит о том, что в нем фактически отсутствуют обратные волны давления. Этот эффект, по мнению авторов, объясняется тем, что при возвратном течении к выпускному клапану давление в расширяющемся канале (выступает в данном случае как диффузор) увеличивается. В итоге, обнаруженный эффект может привести к лучшей очистке цилиндров от отработавших газов.

На рисунке 3.75 представлены зависимости местного ($l_x = 140$ мм) объемного расхода V_2 через выпускной трубопровод разной конфигурации от частоты вращения коленчатого вала n , а на рисунках 3.76 и 3.77 показаны амплитудно-частотные спектры пульсаций давления потока воздуха p_x при частотах вращения коленчатого вала 600 и 300 мин⁻¹, соответственно.

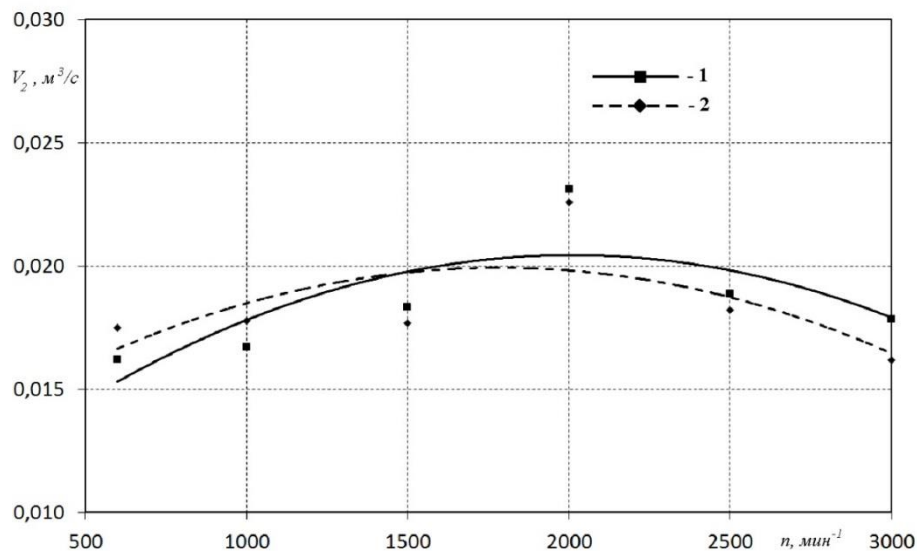


Рисунок 3.75 – Зависимость местного ($l_x = 140$ мм) объемного расхода воздуха V_2 через выпускной трубопровод разной конфигурации в зависимости от частоты вращения коленвала n для избыточного давления на выпуске $p_b = 2,0$ бар

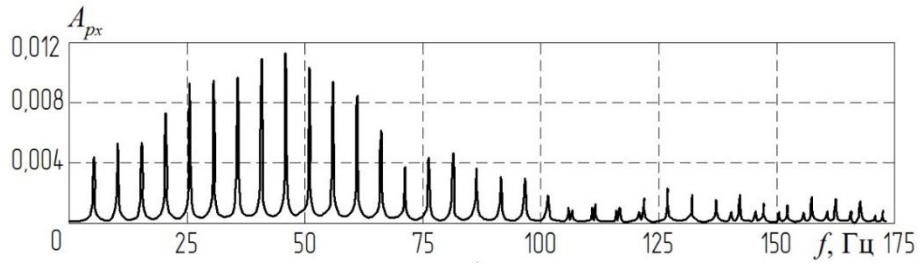
1 – цилиндрический выпускной трубопровод; 2 – конфузорный

Оказалось, что в отсутствии глушителя отличие в объемных расходах воздуха через выпускные трубопроводы разной конфигурации практически на всех режимах работы двигателя не превышает 8 %, то есть находится в пределах погрешности эксперимента. При этом гашение волн давления в многоцилиндровых двигателях может привести к меньшему влиянию работы соседних цилиндров друг на друга, и соответственно, общему снижению аэродинамического сопротивления выпускной системы, что будет способствовать лучшей очистке цилиндров от отработавших газов (снижению коэффициента остаточных газов). Это в свою очередь, приведет к росту мощности поршневого ДВС и к снижению удельного эффективного расхода топлива [225].

Сопоставление амплитудно-частотных спектров пульсаций давления потока в выпускном трубопроводе разной конфигурации (рисунки 3.76 и 3.77) показывает, что они имеют ряд существенных отличий. При низких частотах вращения коленчатого вала n количество значимых пиков в спектре не одинаково: для цилиндрического трубопровода значимые полосы простираются вплоть до частоты 175 Гц, а для конфузорного – лишь до 75 Гц. При $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ мощность спектра в сужающемся трубопроводе существенно меньше. Представленные отличия в спектрах указывают на то, что создание конфузорного участка в выпускной системе приводит к гашению волн давления, поскольку спектр давлений имеет меньше значимых составляющих, и они имеют меньший уровень. Следует полагать, что при создании в выпускном трубопроводе конфузорного участка, предшествующего глушителю, позволит упростить конфигурацию последнего и снизить его гидравлическое сопротивление [226].

Таким образом, проведенное исследование показало, что использование в выпускной системе поршневого ДВС конфузорного участка имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционным цилиндрическим. В перспективе эта мера может позволить ослабить пульсационные явления после закрытия выпускного клапана и улучшить очистку цилиндров от отработавших газов (снизить коэффициент остаточных газов).

а)



б)

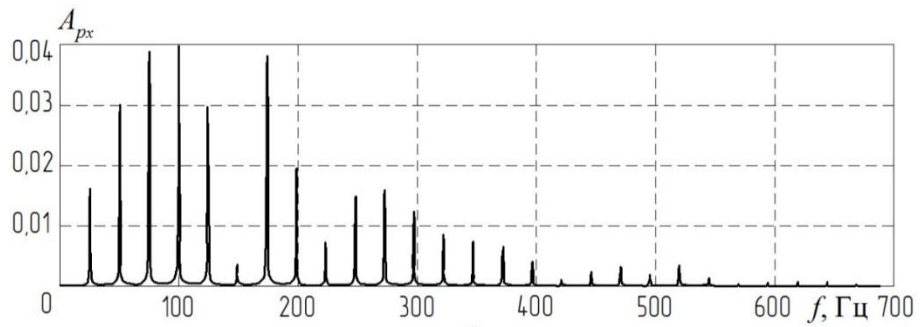
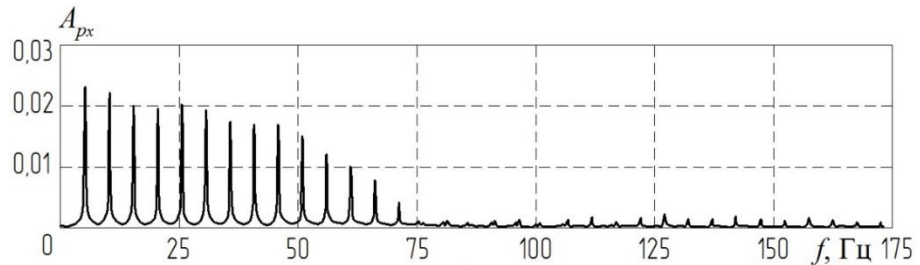


Рисунок 3.76 – Амплитудно-частотные спектры A_{px} местных ($l_x = 140 \text{ мм}$) пульсаций давления потока воздуха в цилиндрическом выпускном трубопроводе при $p_b = 2,0 \text{ бар}$ для разных n : а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

а)



б)

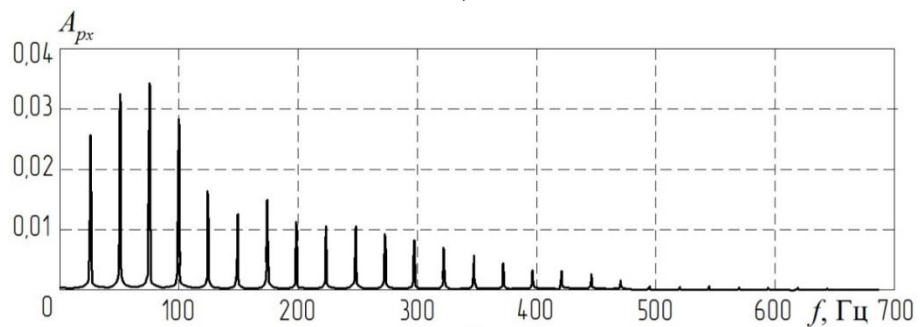


Рисунок 3.77 – Амплитудно-частотные спектры A_{px} местных ($l_x = 140 \text{ мм}$) пульсаций давления потока воздуха в конфузорной выпускной трубопроводе при $p_b = 2,0 \text{ бар}$ для разных n : а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

3.5.2. Совершенствование процессов газообмена в двигателях с наддувом

Данный раздел начнем с совершенствования газодинамических характеристик потока газов во впускном трубопроводе поршневых двигателей с турбонаддувом. Следует отметить наличие значительных отличий в совершенствовании процесса впуска в атмосферных и наддувных двигателях. Это связано с тем, что коренным образом отличаются газодинамика и теплообмен процесса впуска при осуществлении турбонаддува [227]. Существенным образом изменяется сам механизм процессов, происходящих в трубопроводах. В результате использование одних и тех же мер (например, поперечного профилирования каналов) приводят к абсолютно разным результатам в двигателях с турбонаддувом и без него [198; 199]. Эффективными при наддуве оказываются уже другие меры, которые будут рассмотрены ниже.

Напомним, что во впускном трубопроводе были обнаружены существенные пульсации скорости и давления потока в течение всего рабочего цикла двигателя. При росте частоты вращения ротора ТК происходит снижение пульсаций скорости, и аналогично с увеличением частоты коленчатого вала поршневого двигателя пульсационные явления также сглаживаются. При этом при всех частотах вращения коленчатого вала ДВС и ротора ТК в интервале углов от 180 до 360 град. п.к.в. (период открытого впускного клапана) колебания давления существенно снижаются по сравнению с остальным периодом рабочего цикла двигателя [228].

Обнаруженные пульсации p_x , которые наблюдаются при всех n и n_{TK} , и наиболее ярко выраженные при частотах вращения коленчатого вала в диапазоне от 600 до 1500 мин⁻¹ и частотах вращения ротора ТК в районе 35 000 мин⁻¹, могут приводить к:

- неравномерному наполнению цилиндров многоцилиндрового двигателя;
- уменьшению наполнения цилиндра свежим зарядом;
- увеличению уровня аэродинамического шума;

- снижению надежности поршневого ДВС.

Следовательно, необходимо решать проблему стабилизации течения потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого двигателя.

Анализ литературы и результатов исследований позволил сделать вывод о том, что причиной интенсивных пульсаций потока во впускном трубопроводе поршневых ДВС может служить избыточная по отношению к двигателю производительность ТК на некоторых режимах. Так, современные двигатели должны развивать высокий крутящий момент уже при низкой частоте вращения коленчатого вала, поэтому турбокомпрессоры конструируются из расчета небольшого расхода отработавших газов, т. е. для низких частот вращения n . Поэтому, при больших расходах отработавших газов (соответственно при высоких значениях n) турбокомпрессор имеет избыточную производительность (избыточное давление наддува и, соответственно, расход воздуха).

Таким образом стабилизация потока воздуха (снижение пульсаций скорости и давления) может быть достигнута сбросом определенной доли сжатого (наддувочного) воздуха

$G^* = \frac{G_{\text{вып}}}{G_{\text{вып}} + G_{\text{двиг}}}$ из впускного трубопровода, где $G_{\text{вып}}$ – средний

расход выпускаемого (наддувочного) воздуха; $G_{\text{двиг}}$ – расход воздуха, поступающего в двигатель. Для этого была создана автоматизированная система с электромагнитным клапаном, позволяющая сбрасывать в атмосферу от 5 до 50 % общего объема наддувочного воздуха, подаваемого нагнетателем. Схема подобной системы представлена на рисунке 3.78.

Система (рисунок 3.78) работает следующим образом. Воздух во впускную систему поступает из нагнетателя (ТК) 4. В соединительном патрубке 2, на участке от нагнетателя 4 до впускного трубопровода 1 установлен электропневмоклапан 6, позволяющий сбрасывать от 5 до 50 % общего объема наддувочного воздуха, вырабатываемого нагнетателем 4. Установка электропневмоклапана 6 позволяла изменить режим и структуру пульсирующего воздушного потока во впускном трубопроводе и стабилизировать его (значительно уменьшить пульсации скорости и давления потока) за счет сброса избыточного количества воздуха.

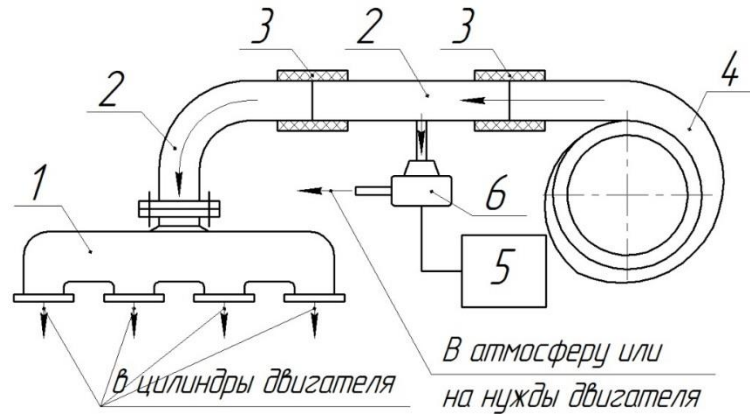


Рисунок 3.78 – Схема впускной системы поршневого ДВС с турбонаддувом с возможностью сброса части наддувочного воздуха после компрессора ТК: 1 – впускной трубопровод; 2 – соединительный патрубок; 3 – соединительные элементы; 4 – турбокомпрессор; 5 – электронный блок управления двигателем; 6 – электропневмоклапан

Эффективность описанного выше способа совершенствования газодинамики во впускной системе поршневого ДВС с турбонаддувом состоит в следующем (рисунки 3.79 и 3.80). При дозированном сбросе наддувочного воздуха после ТК пульсации давления и скорости потока воздуха уменьшаются примерно в 3 раза при средних частотах вращения коленчатого вала и более, чем в 4 раза при $n = 3000$ мин⁻¹ (при частоте вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}} = 42000$ мин⁻¹).

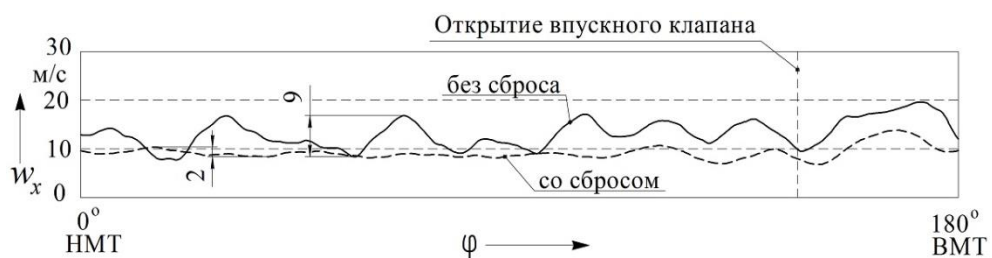
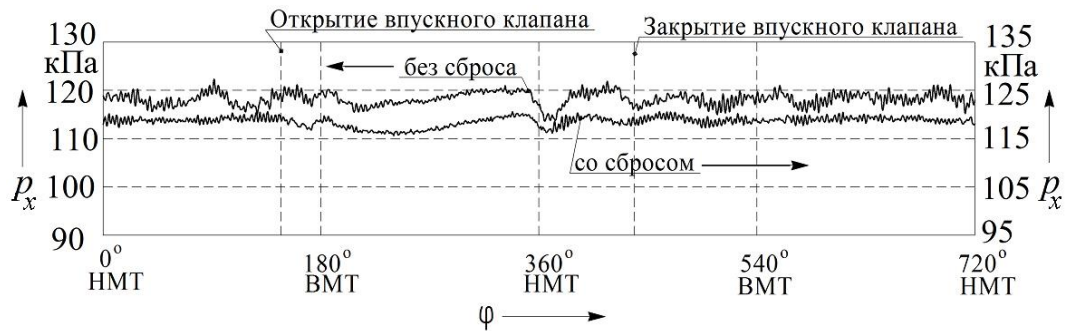


Рисунок 3.79 – Изменение локальной ($l_x = 150$ мм) скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбокомпрессором ($n_{\text{ТК}} = 35000$ мин⁻¹, $n = 600$ мин⁻¹) в период перед открытием впускного клапана без сброса и со сбросом ($G^* = 0,34$)

а)



б)

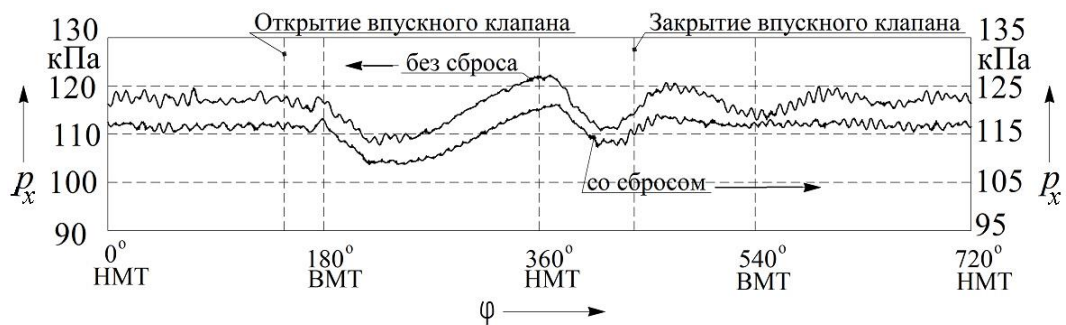


Рисунок 3.80 – Сравнение пульсаций локального ($l_x = 150$ мм) давления потока воздуха p_x от угла φ во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом без сброса и со сбросом ($G^* = 0,34$) при $n_{\text{ТК}} = 42000$ мин⁻¹ (числовые оси смещены):

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500 \text{ мин}^{-1}$$

Стабилизация течения (существенное снижение пульсаций скорости и давления потока) во впускном трубопроводе способствует снижению газодинамического шума [229] и уменьшению термических напряжений на основных элементах впускной системы за счет снижения интенсивности теплообмена и уменьшения количества термических циклов в рассматриваемых элементах [230]. Эффективный объем сбрасываемого из впускной системы двигателя наддувочного воздуха зависит от режима работы двигателя и нагнетателя (ТК). Электронный блок управления двигателем 5 (см. рисунок 3.78) позволял управлять объемом сбрасываемого воздуха из впускной системы в зависимости от режима работы ДВС и ТК. Далее уже ста-

билизированный воздушный поток через впускной трубопровод I поступал в цилиндры двигателя. На описанную впускную систему поршневого двигателя с турбонаддувом был получен патент РФ [231].

Следует отметить, что при низких частотах вращения ротора ТК ($n_{\text{TK}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$) и $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ имеется незначительное падение среднего давления во впускном трубопроводе, однако оно составляет лишь 2-3 кПа (т. е. не более 1,6 %). Вместе с тем несмотря на сброс, общий расход воздуха через компрессор повышается, а частота вращения ротора ТК остается неизменной, поэтому можно утверждать, что на характеристике компрессора рабочая точка движется по нисходящей ветви вправо, удаляясь от границы помпажа. На средних и высоких частотах вращения ротора ТК осредненное значение давления p_x не изменялось (рисунок 3.80), т. е. на характеристике компрессора режим шел по прямой части ветви. Таким образом, небольшое снижение давления на малых оборотах при сбросе воздуха вызвано лишь особенностями профилирования проточной части данного компрессора и не влияет на общую картину процесса впуска [232].

Для практического использования полученных на модели результатов были составлены режимные карты, позволяющие определить оптимальную долю сброса наддувочного воздуха при различных режимах работы двигателя и турбокомпрессора (рисунки 3.81–3.83). Критериями выбора служили среднеквадратичные отклонения давления σ_{px} , скорости σ_w и локального коэффициента теплоотдачи $\sigma_{\alpha x}$ за период рабочего цикла ДВС (т. е. за 720 град. п.к.в.), определяемые как:

$$\sigma_{px} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (p_{ix} - \overline{p_x})^2}, \text{ кПа}; \quad (3.4)$$

$$\sigma_{wx} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (w_{ix} - \overline{w_x})^2}, \text{ м/с}; \quad (3.5)$$

$$\sigma_{\alpha x} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\alpha_{ix} - \overline{\alpha_x})^2}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (3.6)$$

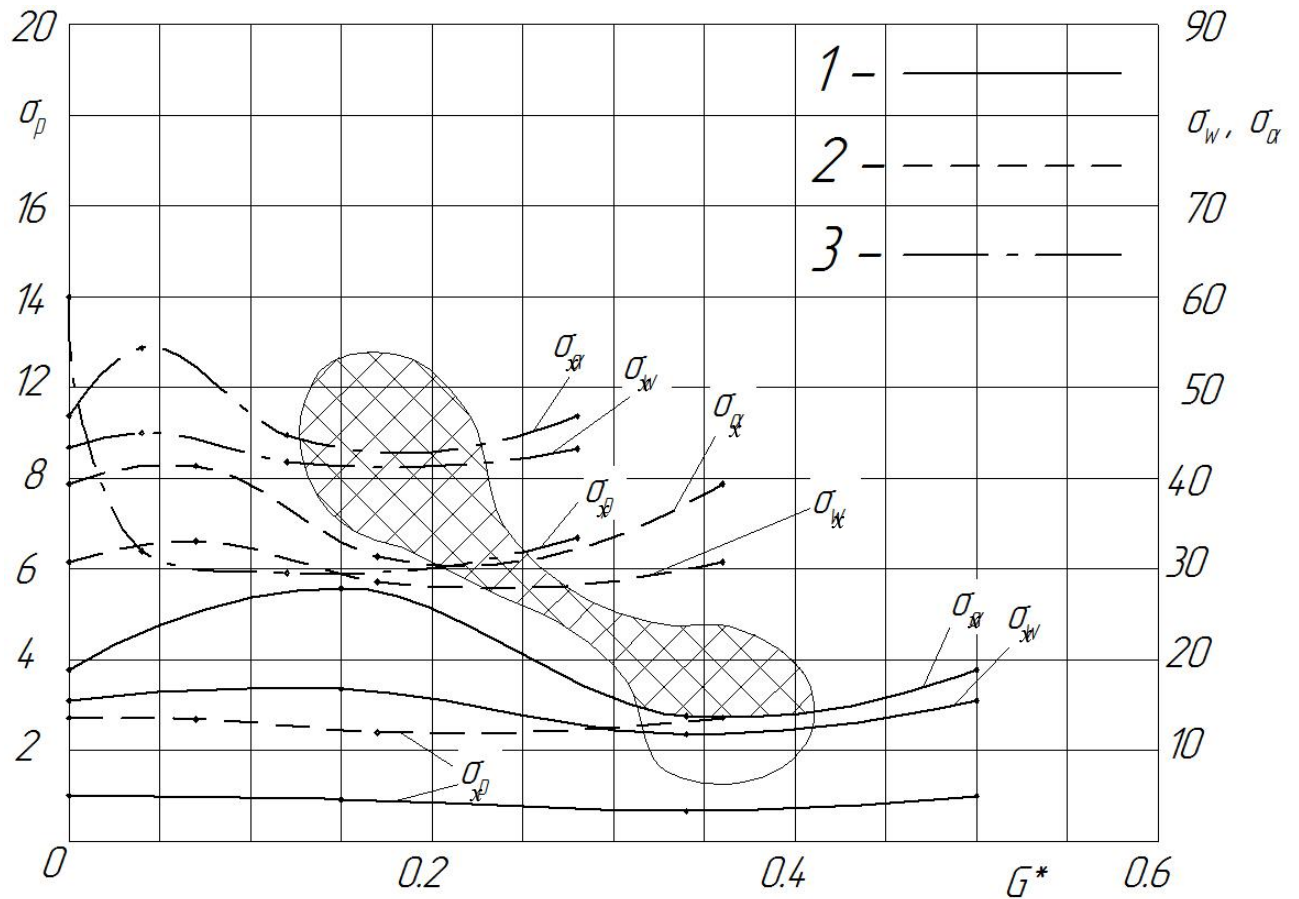


Рисунок 3.81 – Зависимости среднеквадратичных отклонений пульсаций локальных ($l_x = 150 \text{ мм}$) скорости σ_{wx} , давления σ_{px} и коэффициента теплоотдачи $\sigma_{\alpha x}$

от относительной величины сброса G^* при частоте вращения ротора ТК

$n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ при разной n : 1 – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n = 1500$; 3 – $n = 3000$

(области оптимальных режимов выделены штриховкой)

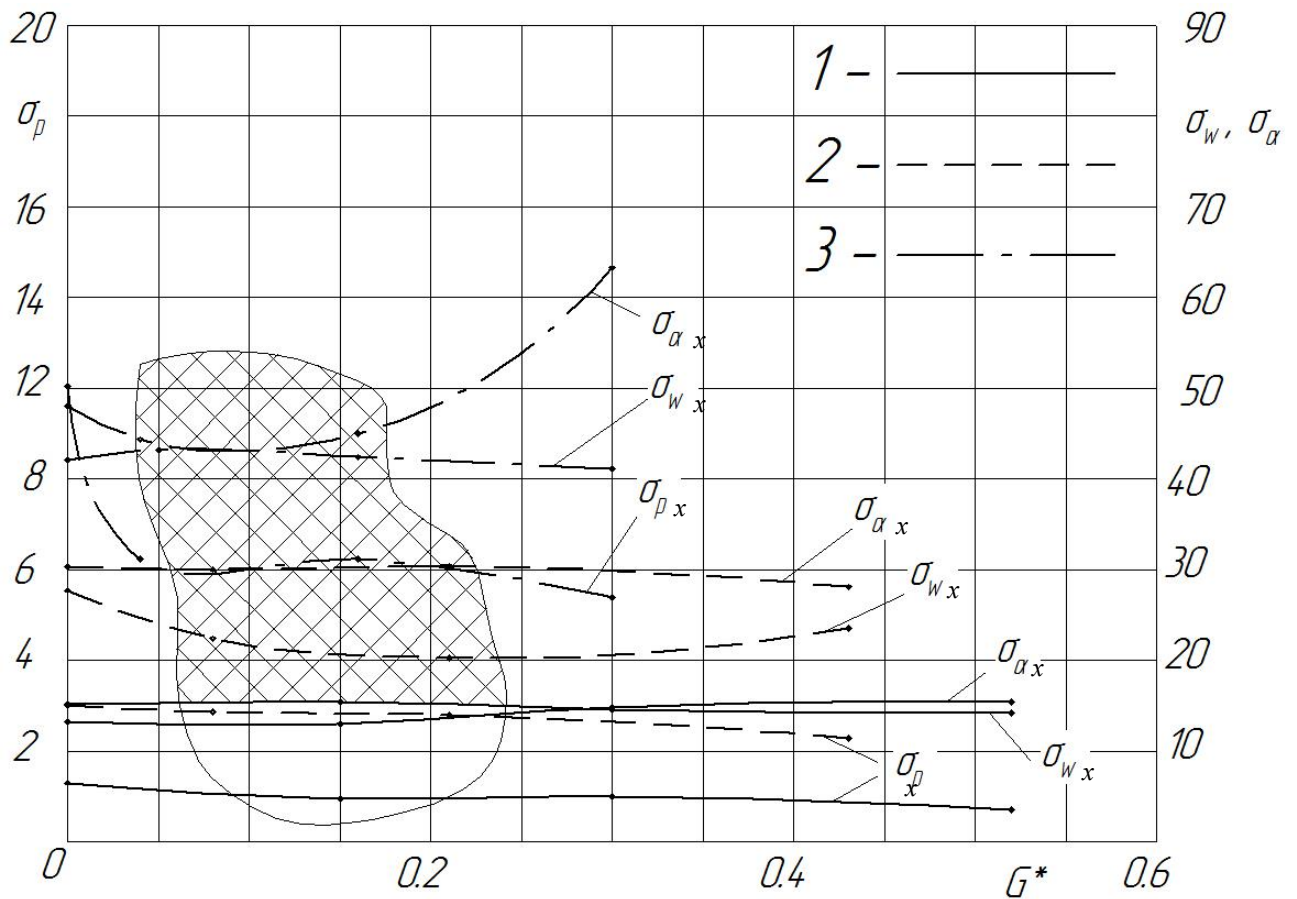


Рисунок 3.82 – Зависимости среднеквадратичных отклонений пульсаций локальных ($l_x = 150 \text{ мм}$) скорости σ_{wx} , давления σ_{px} и коэффициента теплоотдачи $\sigma_{\alpha x}$

от относительной величины сброса G^* при частоте вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$ при разной n : 1 – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n = 1500$; 3 – $n = 3000$
(области оптимальных режимов выделены штриховкой)

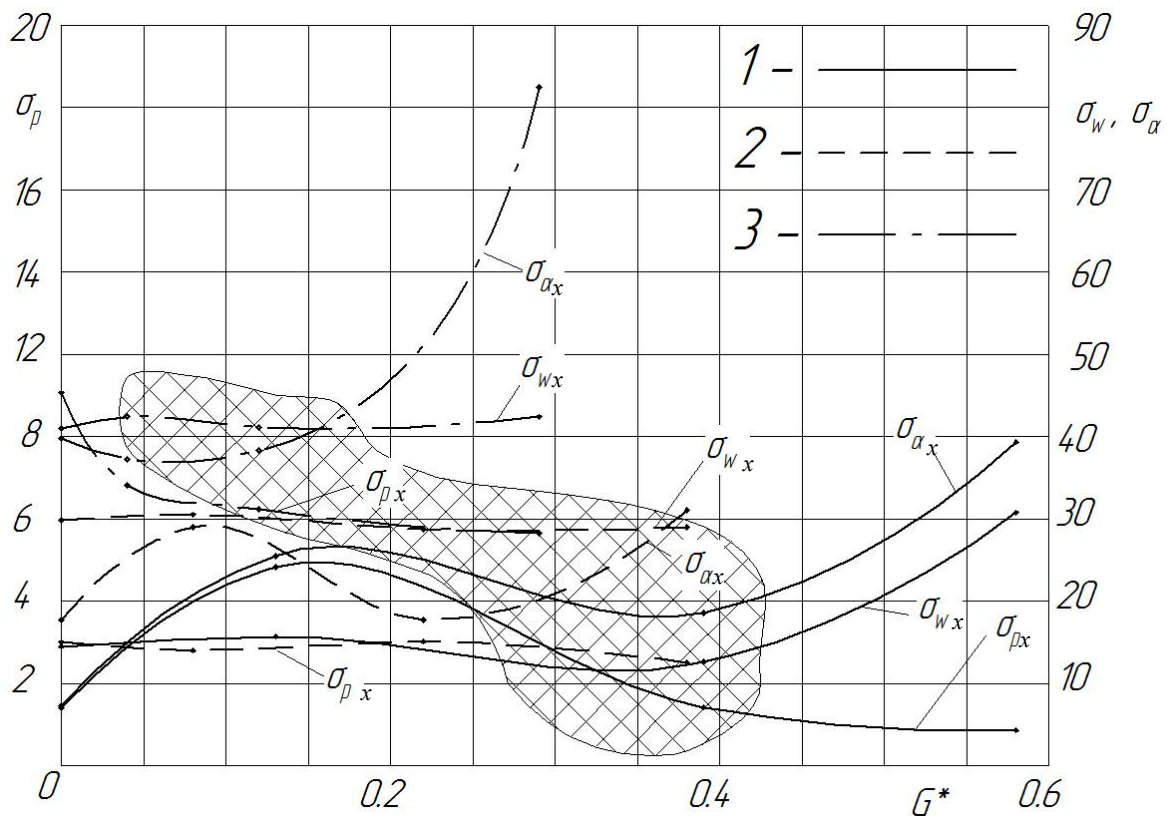


Рисунок 3.83 – Зависимости среднеквадратичных отклонений пульсаций локальных ($l_x = 150$ мм) скорости σ_{wx} , давления σ_{px} и коэффициента теплоотдачи $\sigma_{\alpha x}$

от относительной величины сброса G^* при частоте вращения ротора ТК

$n_{\text{ТК}} = 46000$ мин⁻¹ при разной n : 1 – $n = 600$ мин⁻¹; 2 – $n = 1500$; 3 – $n = 3000$

(области оптимальных режимов выделены штриховкой)

Оказалось, что при небольших (до 18 %) долях сброса наддувочного воздуха имеются экстремумы пульсаций, то есть при данной величине G^* режим более неустойчив, чем в случае без сброса воздуха. Вероятно, это вызвано несоответствием между расходами воздуха подаваемым компрессором ТК и принимаемым поршневым двигателем на данном режиме.

Таким образом были определены области оптимальных совместных режимов работы двигателя и компрессора, выраженные в относительных сбросах G^* , при которых пульсации минимальны. Для данной размерности ДВС и компрессора ТК G^* варьируется от 10 до 40 %. Эти области заштрихованы на рисунках 3.81–3.83.

Проведенный анализ закономерностей изменения величин пульсаций скорости и давления потока воздуха при различных частотах вращения коленвала и ротора ТК позволяет предварительно на стадии проектирования определиться с величиной сброса наддувочного воздуха для каждого режима работы поршневого ДВС с целью гашения или минимизации пульсаций. Следует учесть, что доля сбрасываемого воздуха G^* может варьироваться в зависимости от размерности двигателя, поэтому для эффективной реализации предлагаемого выше метода гашения пульсаций необходима автоматическая система управления долей сброса. При этом, следует исходить из того, что на большинстве поршневых ДВС уже установлены многие датчики (датчики давления, температуры, частоты вращения и положения коленчатого вала и ротора ТК и др.), необходимые для эффективного функционирования системы сброса части наддувочного воздуха. Конструктивно для сброса воздуха можно использовать электромагнитный клапан.

Таким образом, было установлено, что при сбросе из впускного трубопровода определенной части сжатого в компрессоре ТК воздуха происходит снижение пульсаций скорости и давления потока при сохранении массового расхода воздуха, поступающего в поршневой двигатель. Достигнутые эффекты позволяют:

- уменьшить различие в работе цилиндров многоцилиндрового дизеля;
- снизить уровень газодинамического шума;
- увеличить КПД компрессора ТК;
- повысить надежность поршневого двигателя в целом.

Для получения максимального эффекта гашения пульсаций следует руководствоваться режимными картами, позволяющими определить оптимальную величину G^* в зависимости от n и $n_{\text{ТК}}$. Такие карты должны составляться в результате испытаний поршневого двигателя совместно с турбокомпрессором.

Конструктивная проработка рассмотренной системы сброса части воздуха для дизелей размерности 21/21, а также структурная схема алгоритма управления электромагнитным клапаном для этих целей будут представлены в главе 5.

Далее перейдем к совершенствованию газодинамических характеристик газовых потоков в выпускном тракте поршневых двигателей с турбонаддувом.

Как было показано выше, при работе двигателя с турбонаддувом возможны такие режимы, когда сжатый в компрессоре ТК воздух целесообразно сбрасывать, чтобы стабилизировать течение и улучшить газодинамические характеристики процесса выпуска. Для того чтобы полезно использовать этот сжатый воздух было предложено направлять его в выпускной трубопровод через специальную трубку (устанавливаемую сразу за выпускным окном в головке цилиндра) с целью создания дополнительного разряжения в трубопроводе, что должно привести к лучшей очистке цилиндра от отработавших газов.

Напомним, что к выпускным системам поршневых двигателей внутреннего сгорания предъявляется ряд требований, среди которых основным является максимально полная очистка цилиндров от отработавших газов в процессе выпуска. Качество очистки в основном определяется геометрической конфигурацией выпускных трубопроводов и характером течения газов в них, и в частности, эффектом возникновения обратных волн. Один из способов борьбы с обратными волнами состоит в создании эжекции в выпускных трубопроводах. Некоторые конструктивные варианты подобных систем раскрыты в [148]. Однако известные выпускные системы являются пассивными, т.е. они основаны на согласовании динамических явлений в работе разных цилиндров. Такие системы конструктивно сложные и могут применяться только на форсированных дизелях больших типоразмеров.

В данной части работы предложен оригинальный способ модернизации выпускной системы поршневых двигателей на основе эффекта активной эжекции в выпускном трубопроводе с целью гашения обратных волн (стабилизации течения), и тем самым, улучшения качества очистки цилиндров от отработавших газов (т. е. снижения коэффициента остаточных газов).

Влияние эффекта эжекции в выпускном трубопроводе исследовалась для двух возможных вариантов:

- постоянная эжекция (в этом случае сжатый воздух через эжекционную трубку подавался постоянно в течение всего рабочего цикла двигателя);
- периодическая эжекция (сжатый воздух подавался только в период открытого выпускного клапана).

Схематично конструктивное исполнение предлагаемого способа представлено на рисунке 3.84 (для обоих вариантов эжекции).

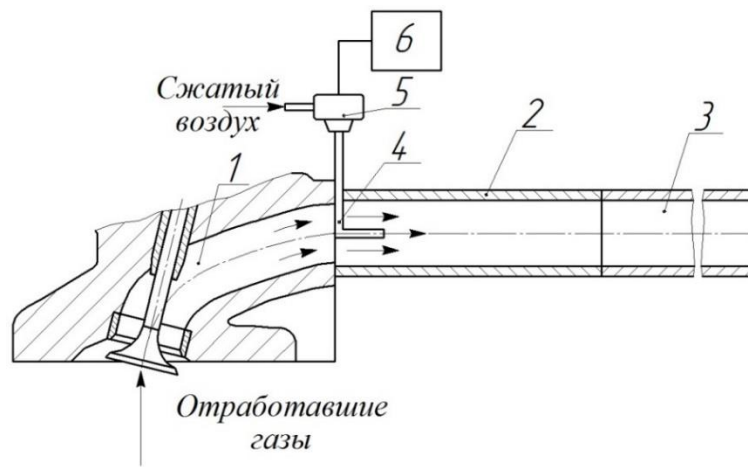


Рисунок 3.84 – Схема конструктивного исполнения выпускной системы с эжектором: 1 – головка цилиндра с каналом; 2 – выпускной трубопровод; 3 – труба системы очистки отработавших газов; 4 – эжекционная трубка; 5 – электропневмоклапан; 6 – электронный блок управления

Выпускная система с эжекцией функционирует следующим образом. Отработавшие газы в систему поступают из цилиндра ДВС в канал в головке цилиндра 1, откуда проходят в выпускной трубопровод 2. В нем установлена эжекционная трубка 4, в которую сжатый воздух поступает через управляемый электропневмоклапан 5. Такой физический процесс и конструктивное исполнение позволяют создать область разряжения в выпускном трубопроводе сразу за каналом в головке цилиндра [233].

Перед использованием эффекта эжекции в выпускном трубопроводе поршневого ДВС, необходимо выполнить расчеты и пилотные опыты для определения оптимальных размеров эжекционной трубки и параметров газа в ней для того, чтобы в выпускном трубопроводе не создавался критический режим, и не возникало явление запираания эжектора [233].

В нашем случае поисковые опыты показывали, что разряжение (статическое давление), создаваемое в выпускном трубопроводе 2 с помощью эжекционной

трубки 4, должно составлять не менее 50 кПа. Иначе не будет наблюдаться необходимое выравнивание пульсирующего потока, что может привести к образованию застойных зон и обратных токов в трубопроводе, а это вызовет снижение эффективности продувки цилиндра, и соответственно уменьшению мощности поршневого ДВС.

Несколько подробнее остановимся на алгоритме функционирования выпускной системы с периодической эжекцией. Автоматизация работы системы периодической эжекции может быть осуществлена с помощью настройки электронного блока управления поршневым двигателем, либо применения отдельной системы управления, схема которой представлена на рисунке 3.85.

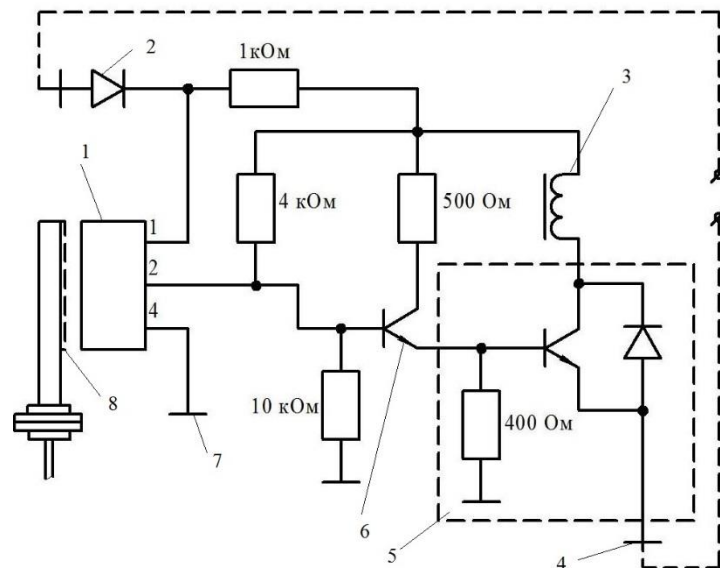


Рисунок 3.85 – Принципиальная электрическая схемы управления процессом эжекции: 1 – биполярный датчик Холла; 2 – вывод анода; 3 – источник питания; 4 – вывод катода; 5 – блок усиления сигнала; 6 – транзистор; 7 – вывод заземления; 8 – магнитные элементы

Данная схема применяется в случае невозможности обеспечения управления процессом эжекции с помощью блока управления двигателем. Принцип работы схемы состоит в следующем, на маховик поршневого ДВС либо на шкив распределительного вала установлены магнитные элементы, положение которых соответствует моментам открытия и закрытия выпускных клапанов двигателя. Магнитные элементы установлены разными полюсами относительно биполярного датчика

Холла I , который в свою очередь находится в непосредственной близости от магнитных элементов. Проходя рядом с датчиком магнитный элемент, установленный соответственно моменту открытия выпускных клапанов, вызывает электроимпульс, который усиливается блоком усиления сигнала 5, и подается на электропневмоклапан, выводы которого соединены с выводами анода 2 и катода 4 блока управления, вследствие чего он открывается и начинается подача сжатого воздуха. Аналогичные явления происходят, когда второй магнит проходит рядом с датчиком I , вследствие чего электропневмоклапан закрывается.

Теперь рассмотрим результаты исследования газодинамических характеристик потока газов в выпускном трубопроводе с постоянной эжекцией, которые представлены на рисунке 3.86.

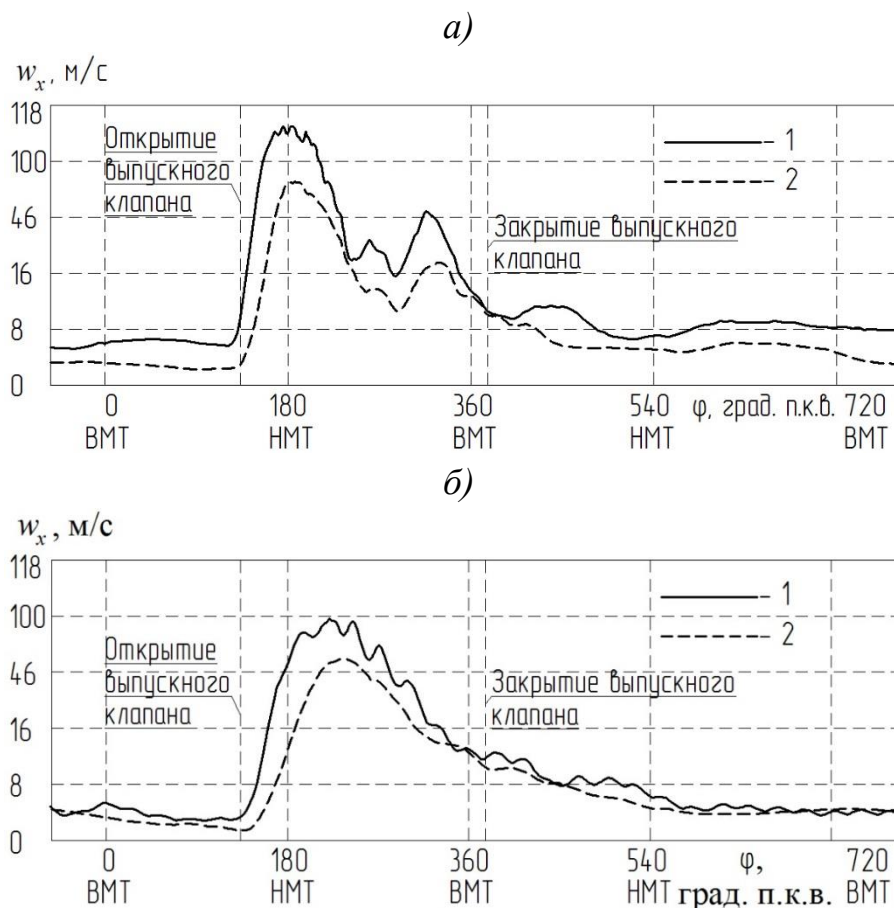


Рисунок 3.86 – Зависимости местной ($l_x = 140$ мм) скорости потока газа w_x в выпускном трубопроводе с постоянной эжекцией (1) и традиционном трубопроводе (2) от угла поворота коленвала φ при разных n : а – $n = 1500$ мин⁻¹; б – $n = 3000$

Оказалось, что максимальные значения скорости потока в выпускном трубопроводе при использовании постоянной эжекции значительно выше, чем без нее (до 30 %). Кроме того, после закрытия выпускного клапана в выпускном трубопроводе с эжекцией скорость выходящего потока падает несколько медленнее по сравнению с традиционным трубопроводом, это свидетельствует о продолжающейся очистке трубопровода от отработавших газов (что должно привести снижению коэффициента остаточных газов) [234].

Далее рассмотрим результаты исследования газодинамических характеристик потока газов с периодической эжекцией в выпускном трубопроводе, которые представлены на рисунке 3.87.

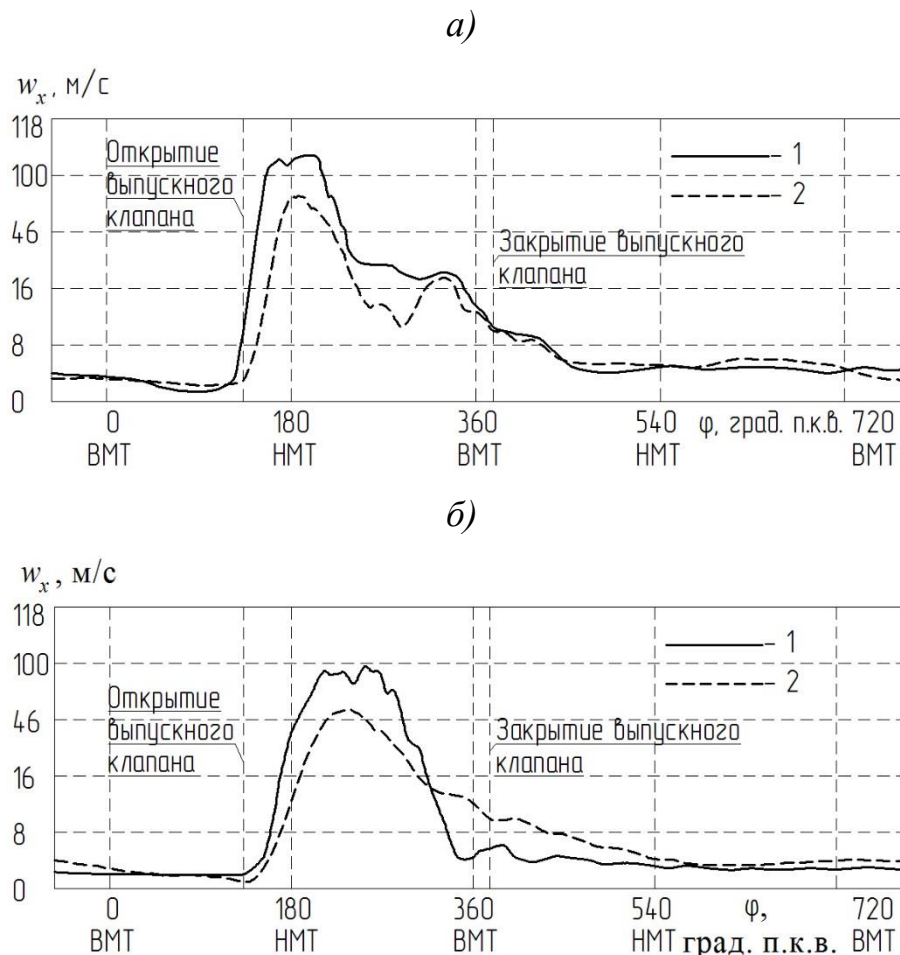


Рисунок 3.87 – Зависимости местной ($l_x = 140$ мм) скорости потока газа w_x в выпускном трубопроводе с периодической эжекцией (1) и традиционном трубопроводе (2) от угла поворота коленвала φ при разных n :

$$a - n = 1500 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 3000 \text{ мин}^{-1}$$

В данном случае также оказалось, что максимальные значения скорости потока в выпускном трубопроводе при использовании периодической эжекции значительно выше, чем без нее (до 25 %), а также можно отметить более быстрое затухание пульсационных явлений после закрытия выпускного клапана. На основании этого следует ожидать лучшей очистки цилиндра от отработавших газов.

На рисунке 3.89 представлены зависимости объемного расхода Q через выпускные трубопроводы разной конфигурации (с эжекцией и без) от n .

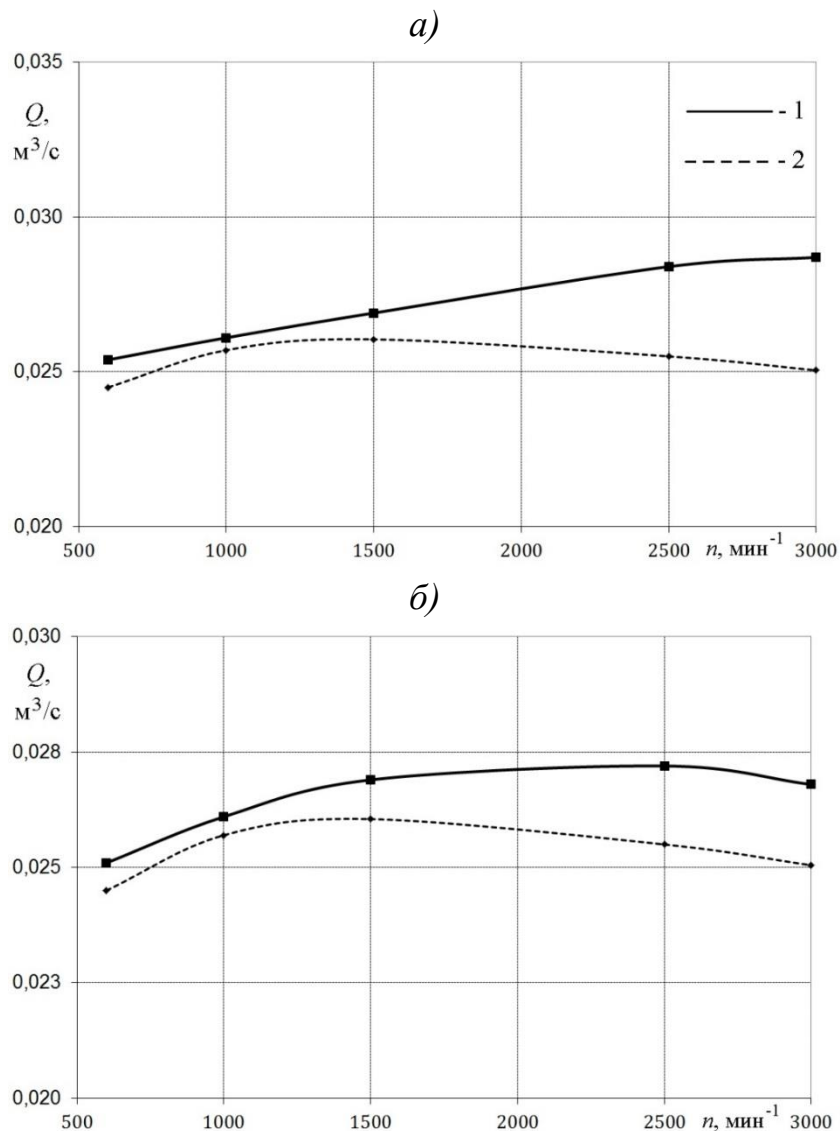


Рисунок 3.89 – Зависимости объемного расхода воздуха Q через выпускные системы разного исполнения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала:

а) выпускная система с постоянной эжекцией; б) с периодической эжекцией

1 – расход с использованием эффекта эжекции; 2 – в традиционной системе

Расходные характеристики свидетельствуют о том, что во всем исследованном диапазоне частоты вращения коленчатого вала при эжекции возрастает объемный расход газа через выпускную систему, что должно привести к лучшей очистке цилиндров от отработавших газов (снижению коэффициента остаточных газов) и повышению мощности двигателя [235].

Из графиков (рисунок 3.89) также видно, что на высоких частотах вращения коленчатого вала в выпускная система с постоянной эжекцией имеет больший расход, чем с периодической. Таким образом, в зависимости от режима работы двигателя можно применять либо периодическую, либо постоянную эжекцию в выпускной системе поршневого ДВС, управляя расходом активного воздуха с помощью электронного блока управления двигателем.

Следует отметить, что расходные характеристики на рисунке 3.99 в выпускной системе с эжекцией представлены с учетом вычета расхода сжатого воздуха через эжекционную трубку.

Расчетно-аналитические оценки показали, что на функционирование системы эжекции будет затрачиваться не более 2 % процентов мощности атмосферного двигателя. В двигателях с турбонаддувом дополнительного источника сжатого воздуха не потребуется, поскольку по существующим нормам компрессор ТК подбирается с запасом, т.е. избыток сжатого воздуха может быть довольно легко перенаправлен в систему эжекции.

Физико-математическое моделирование (в программе ACTUS) рабочего процесса дизельного двигателя 8ЧН 21/21 с выпускной системой с эжекцией показало, что ее применение приводит к улучшению очистки цилиндров вплоть до 10 % (снижается коэффициент остаточных газов до 10 %), что снижает удельный эффективный расход топлива в среднем на 1 % (или массовый расход до 3 кг/ч) при сохранении мощностных характеристик дизеля. Подробные результаты моделирования приведены в главе 5.

Конструктивная проработка выпускной системы с активной эжекцией для дизельных двигателей размерности 21/21 будет представлена также в главе 5.

Таким образом, проведенное исследование показало целесообразность использования метода активной эжекции для совершенствования процесса газодинамических характеристик потоков в выпускном тракте, заключающегося в создании принудительного разрежения в выпускной системе поршневого ДВС. Такой метод позволяет создать область разряжения сразу за каналом в головке цилиндров и стабилизировать (выровнять) поток в выпускном трубопроводе, что способствует увеличению расхода газа через выпускную систему (снижает коэффициент остаточных газов, улучшает процесс очистки цилиндра от отработавших газов) и повышению мощности двигателя.

3.6. Выводы

По результатам исследования газодинамических и расходных характеристик процессов впуска и выпуска в поршневых двигателях внутреннего сгорания можно сделать следующие выводы:

1. Спроектирован, изготовлен и отлажен комплекс лабораторных и промышленных экспериментальных установок для исследования газодинамических и расходных характеристик газовых потоков ***во впускных и выпускных трубопроводах*** поршневого ДВС (***с турбонаддувом и без***) ***в условиях газодинамической нестационарности***, оснащенный системой автоматизированного сбора и обработки опытных данных.

2. Показано, что методы численного моделирования при изучении процессов в газоздушных трактах поршневых ДВС (с турбонаддувом и без) могут быть использованы исключительно как оценочные для прогнозирования основных характеристик газовых потоков и должны быть дополнены (подтверждены) результатами экспериментальных опытно-конструкторских работ; при этом проведение численного моделирования является рациональным этапом подготовки к экспериментальным исследованиям.

3. Установлено, что наиболее достоверные результаты численного моделирования процессов впуска и выпуска имеют место в периоды открытых клапанов, тогда как в остальном промежутке рабочего цикла двигателя эти результаты следует рассматривать как предварительные, которые должны быть проверены экспериментально.

4. Установлено влияние режимных факторов (частоты вращения коленчатого вала) и конфигурации *впускного и выпускного трубопроводов* на их газодинамические и расходные характеристики; выявлены частота и амплитуда изменения мгновенных значений скорости и давления при нестационарном течении газовых потоков *поршневого двигателя с турбонаддувом и без него*, что позволит усовершенствовать методы расчета рабочего процесса поршневых двигателей внутреннего сгорания.

5. Показаны значительные отличия в газодинамических и расходных характеристиках *во впускных и выпускных трубопроводах в атмосферных ДВС и двигателях с турбонаддувом*.

6. Выявлены закономерности влияния воздушного фильтра / глушителя шума на газодинамические и теплообменные характеристики газовых потоков *во впускных и выпускных трубопроводах* поршневых ДВС.

7. В результате сравнения данных о газодинамических характеристиках *процессов впуска и выпуска* в условиях газодинамической нестационарности, проведенных на натурной одноцилиндровой модели ДВС и действующем атмосферном двигателе, показано, что эти данные качественно согласуются в допустимых пределах.

8. Предложена корректирующая методика соотнесения количественных показателей лабораторных данных исследований и данных, полученных на действующем двигателе.

9. Показано, что применение в *атмосферных двигателях впускного трубопровода* с профилированными участками с квадратным или треугольным поперечными сечениями приводит к повышению качества газообмена в сравнении с трубопроводом постоянного круглого сечения, а именно:

- росту объемного расхода воздуха (максимум на 22 %) через цилиндры двигателя, что повышает коэффициент наполнения (примерно на такую же величину) и эффективную мощность поршневого ДВС вплоть до 17 %;
- более резкому росту зависимости объемного расхода воздуха от частоты вращения коленвала в диапазоне $n = 1800-2800 \text{ мин}^{-1}$, что улучшит приемистость поршневого двигателя;
- практически линейному виду зависимости объемного расхода от n во всем диапазоне частот вращения коленвала, что приведет к более равномерным тепломеханическим нагрузкам на основные детали и узлы поршневого ДВС;
- подавление высокочастотных пульсаций свежего заряда во впускном трубопроводе (что улучшит процесс смесеобразования).

10. Показано, что путем *поперечного профилирования выпускного трубопровода* также можно приобрести ряд преимуществ для *атмосферных двигателей*: увеличение объемного расход газа через выпускную систему в среднем на 20 % больше по сравнению с трубопроводом постоянного круглого поперечного сечения, что приведет к лучшей очистке цилиндра от отработавших газов (снижению коэффициента остаточных газов) и повышению его КПД; увеличение крутизны (линейный рост) расходной характеристики с увеличением частоты вращения коленчатого вала, что также приведет к улучшению очистки цилиндров от отработавших газов на основных режимах работы двигателя.

11. Показано, что использование *продольного профилирования* (конфузорного участка) *в выпускном трубопроводе* имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционным цилиндрическим для *атмосферных двигателей*: улучшению очистку цилиндров от отработавших газов (до 20 % по сравнению с цилиндрическим трубопроводом, соответственно, снижению коэффициента остаточных газов); упрощению конструкции глушителя шума за счет снижения колебательных явлений в выпускной системе; снижению энергетических затрат на процесс выпуска (на выпуск отработавших газов) за счет стабилизации течения в системе (что приведет к повышению КПД двигателя в целом).

12. Разработан метод согласования расходных характеристик поршневого двигателя и турбокомпрессора за счет варьирования геометрии выходного участка трубопровода сразу после компрессора ТК.

13. Предложен метод снижения амплитуд пульсаций скорости и давления потока воздуха *во впускном трубопроводе* поршневого двигателя внутреннего сгорания *с турбонаддувом*, что приведет к увеличению равномерности заполнения цилиндров свежим зарядом многоцилиндрового ДВС, уменьшению уровня аэродинамического шума, повышению надежности двигателя, а также некоторому увеличению КПД компрессора турбокомпрессора.

14. Разработан способ увеличения расхода газов через *выпускной трубопровод* (в среднем на 20 %) поршневого ДВС (*с турбонаддувом и без*) с помощью принудительной эжекции, что приведет к улучшению очистки цилиндра от отработавших газов (уменьшению коэффициента остаточных газов до 10 %) и увеличению мощность двигателя.

4. ЛОКАЛЬНАЯ ТЕПЛООТДАЧА В ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТРАКТАХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

4.1. Экспериментальные установки и измерительная система для определения локального коэффициента теплоотдачи

Одна из задач экспериментальных исследований тепломеханических процессов во впускных и выпускных трактах является изучение мгновенной локальной теплоотдачи в условиях гидродинамической нестационарности. Помимо этого, в инженерном аспекте необходимо выяснить влияние конфигурации газозвудушных трактов на интенсивность теплоотдачи в них, а также разработать способы ее оптимизации для впускных и выпускных систем поршневых ДВС. Практическая значимость определения локальной интенсивности теплообмена состоит в том, что она необходима для расчета величины подогрева свежего заряда (при впуске), охлаждения отработавших газов (при выпуске) и определения термических напряжений в узлах и деталях газозвудушных трактов.

Для экспериментального нахождения мгновенных значений локальных коэффициентов теплоотдачи при изучении газовых потоков в проточных частях различных энергетических машин наибольшее распространение получил метод термоанемометрии [59-61].

На теплоотдачу при течениях газов в трубопроводах оказывают влияние даже незначительные детали тепломеханических условий около чувствительного элемента датчика (вблизи стенки канала), и соответственно в эксперименте они должны воспроизводиться с достаточной точностью, как у реального объекта.

Предварительная расчетно-аналитическая оценка и пилотные эксперименты показали, что воспроизвести эти условия при использовании традиционных подходов к определению мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи α_x с применением чувствительных элементов на основе проволочных или пленочных датчиков в рассматриваемом случае практически невозможно. Поскольку прямое (классическое) определение α_x с помощью оценки теплового потока от чувстви-

тельного элемента датчика приводит к существенно завышенным значениям коэффициента теплоотдачи, что связано с тем, что горячий локальный чувствительный элемент создает вокруг себя иные тепломеханические условия, чем пространственная нагретая стенка трубопровода. Поэтому в данном исследовании был выбран экспериментальный метод косвенной тарировки датчиков термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи, предложенный С. С. Кутателадзе, на основе значений локальной интенсивности теплоотдачи довольно подробно исследованного процесса – течение газового потока в длинной прямолинейной трубе круглого поперечного сечения ($l / d \approx 50$) и, соответственно, определение стационарной локальной теплоотдачи в ней.

Конструктивное исполнение датчика для исследования теплоотдачи в газоздушных трактах поршневого двигателя показано на рисунке 4.1.

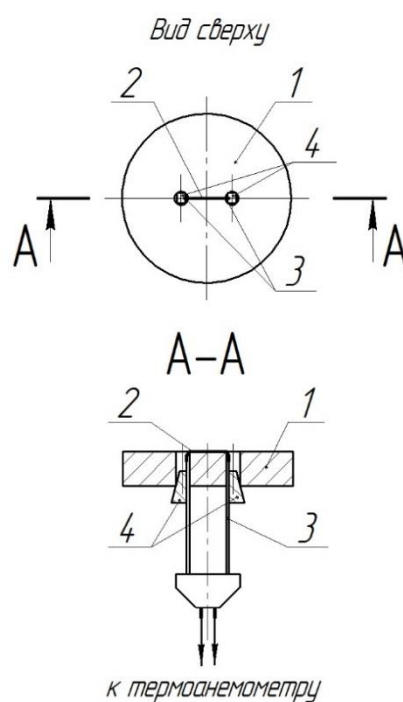


Рисунок 4.1 – Общий вид датчика для определения локальной теплоотдачи:

1 – фторопластовая подложка; 2 – нихромовая нить; 3 – токопроводящие стержни;
4 – клиновидные фиксаторы

Основой датчика термоанемометра является фторопластовая подложка 1, которая имеет коэффициент теплопроводности $0,07 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. На внешней поверхности подложки натянута нихромовая нить 2, которая имеет диаметр $d = 5 \text{ мкм}$ и длин

$l = 4-5$ мм. Эта нить является чувствительным элементом датчика термоанемометра. Нихромовая нить фиксируется точечной сваркой к токопроводящим стержням 3. Для четкой и однозначной ориентации фторопластовой подложки и токопроводящих стержней, а также для сохранения натяжения нити в ходе выполнения экспериментов применялись клиновидные фиксаторы 4 (материал фиксаторов – дерево).

На рисунке 4.2 в качестве примера показана установка датчика термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи α_x во впускном или выпускном трубопроводах. Из рисунка видно, что нить датчика термоанемометра устанавливалась на фторопластовой подложке таким образом, чтобы не вносить возмущения в поток газов.

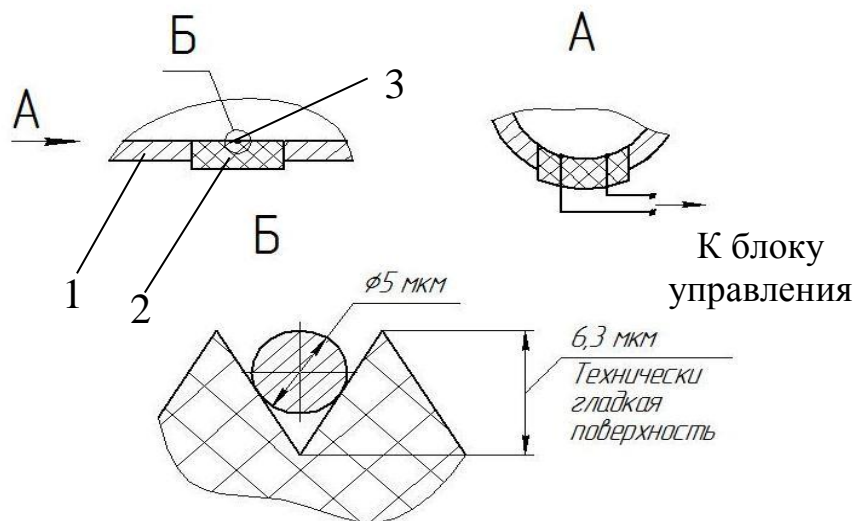


Рисунок 4.2 – Установка датчика термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи: 1 – трубопровод; 2 – фторопластовая подложка; 3 – нить датчика

Далее перейдем к тарировке системы, определяющей локальный коэффициент теплоотдачи, которая также основывается на методе термоанемометрирования. Тарировка заключалась в соотнесении расчетного коэффициента теплоотдачи α_x , Вт/(м²·К) и экспериментальных значений сигнала датчика U , В.

Расчет базового уровня коэффициента теплоотдачи производился с помощью уравнений для турбулентного течения воздуха в длинном трубопроводе круглого поперечного сечения [173; 236]:

$$\text{Nu}_{\text{ж}(x)d} = 0,022 \text{Re}_{\text{ж}(x)}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}(x)}^{0,43} \varepsilon_l, \quad (4.1)$$

где $\varepsilon_l = f(x/d)$ – поправочный коэффициент на длину трубопровода ($\varepsilon_l \approx 1$ при $l/d \geq 15$). $\text{Nu}_{\text{ж}(x)d} = \frac{\alpha_x \cdot d}{\lambda_x}$ – число Нуссельта, в котором d – внутренний диаметр

трубы, м; λ_x – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); α_x – локальный коэффициент теплоотдачи (на расстоянии x от входа в трубу), Вт/(м²·К). $\text{Re}_{\text{ж}(x)} = \frac{\bar{w}d}{\nu_x}$ –

число Рейнольдса, в котором ν_x – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; d – внутренний диаметр трубопровода, м; \bar{w} – средняя скорость потока воздуха в трубопроводе, м/с. $\text{Pr}_{\text{ж}(x)}$ – число Прандтля. В данном случае определяющей является t_x – средняя температура в контрольном сечении «х» трубопровода.

Для тарировки датчиков термоанемометров для измерения коэффициентов теплоотдачи был изготовлен лабораторный стенд (рисунок 4.3).

Стенд состоял из компрессора 1 с регулируемым расходом воздуха. К выходу компрессора подключался исследуемый трубопровод 2 общей длины 1800 мм и внутренним диаметром 32 мм. На расстояние 1600 мм от входа в трубопровод (50 калибров) устанавливался датчик термоанемометра для определения коэффициента теплоотдачи 3. Аналоговый сигнал с электронного блока термоанемометра 4 поступал в АЦП 5. Аналого-цифровой преобразователь обрабатывал сигнал и в цифровом виде передавал в персональный компьютер 6, где он фиксировался в специализированном программном обеспечении в режиме реального времени. Температура потока воздуха определялась с помощью термопары медь-константан, размещенной в исследуемом трубопроводе. Показания с термопары считывались при помощи милливольтметра 7 и далее также поступали в ПК. Термоанемометр постоянной температуры также применялся для определения средней скорости потока воздуха w в трубопроводе.

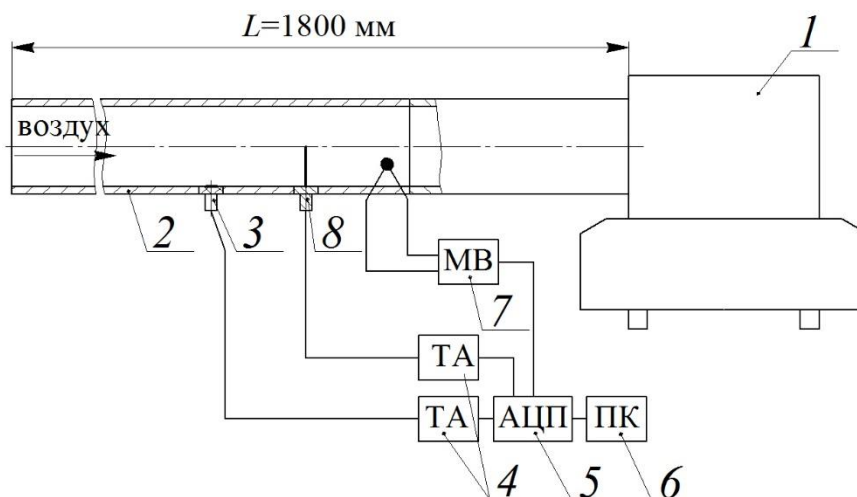


Рисунок 4.3 – Лабораторный стенд для тарировки датчиков термоанемометров для определения локальных коэффициентов теплоотдачи: 1 – компрессор; 2 – длинный трубопровод ($l / d \approx 50$); 3 – датчик термоанемометра для определения коэффициента теплоотдачи; 4 – электронный блок термоанемометра; 5 – аналого-цифровой преобразователь (АЦП); 6 – персональный компьютер (ПК); 7 – милливольтметр; 8 – датчик термоанемометра для измерения скорости газового потока

В процессе статической тарировки датчиков термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи определялись следующие параметры:

- средняя скорость потока воздуха в трубопроводе w , м/с;
- напряжение с тарируемого датчика для определения локального коэффициента теплоотдачи U , В;
- барометрическое давление p , мм. рт. ст.;
- средняя температура воздуха в канале T , К.

Эксперименты проводились на восьми режимах. При этом скорость газового потока изменялась в диапазоне от 0 до 80 м/с. На каждом режиме опыты осуществлялись не менее 3 раз с целью получения воспроизводимости результатов тарировки датчиков термоанемометра. В результате были получены тарировочные кривые в виде зависимости электрического напряжения на выходе из электронного блока термоанемометра и величины локального коэффициента теплоотдачи (рисунок 4.4).

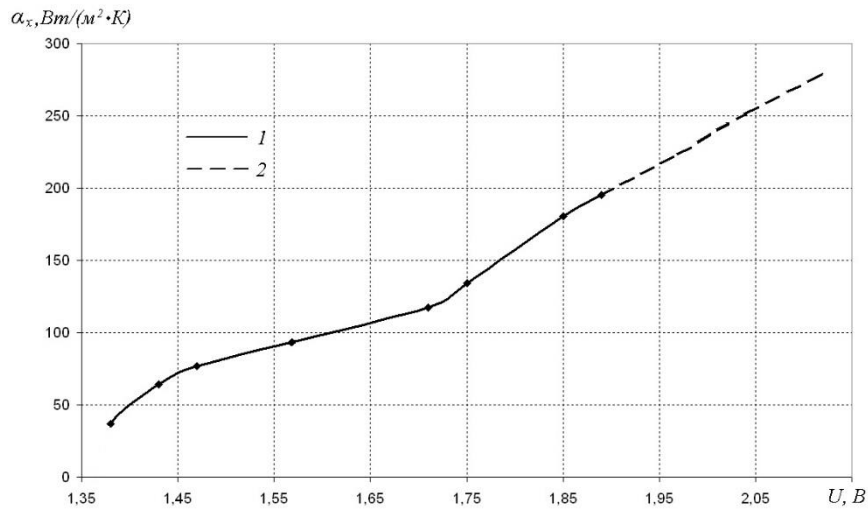


Рисунок 4.4 – Тарировочная кривая ($U = f(\alpha_x)$) для определения локальных коэффициентов теплоотдачи α_x : 1 – данные экспериментов; 2 – экстраполяция кривой $U = f(\alpha_x)$

Далее рассмотрим экспериментальную установку для предварительных статических продувок газовоздушных трактов поршневых двигателей. Для получения предварительного представления о теплоотдаче в газовоздушных трактах ДВС было произведено ее исследование с помощью статических продувок впускных и выпускных систем. Для этого была разработана и изготовлена экспериментальная установка, общий вид которой представлен на рисунке 4.5 (для исследования процессов во впускном трубопроводе).

Данная экспериментальная установка содержала тяговый эксгаустер 1 с возможностью регулирования количества подаваемого воздуха за счет изменения частоты вращения двигателя. В ходе экспериментов тяговый эксгаустер создавал разрежение в цилиндре 2, который имитировал внутрицилиндровый объем поршневого двигателя. К цилиндру подсоединялась головка блока 3 от автомобильного двигателя ВАЗ-ОКА (стандартное обозначение 2Ч 8,2/7,1). К впускному окну головки блока 3 крепился впускной трубопровод 4, к которому при помощи нескольких хомутов был подсоединен измерительный канал 5 с необходимым количеством контрольных сечений.

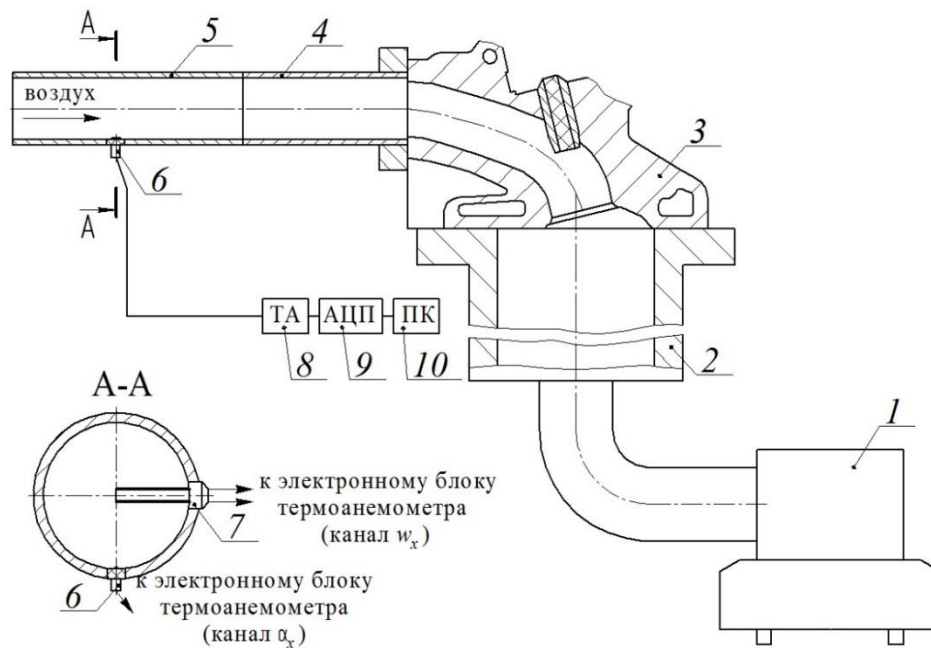


Рисунок 4.5 – Экспериментальная установка для исследования локальных коэффициентов теплоотдачи в статических условиях: 1 – эксгаустер; 2 – цилиндр; 3 – головка блока; 4 – впускной трубопровод; 5 – измерительный канал; 6 – датчик термоанемометра для определения коэффициентов теплоотдачи; 7 – датчик термоанемометра для определения скорости газового потока; 8 – электронный блок термоанемометра; 9 – аналого-цифровой преобразователь (АЦП); 10 – персональный компьютер (ПК)

В контрольных сечениях измерительного канала выполнялись отверстия для установки датчиков термоанемометра 6 для определения локальных коэффициентов теплоотдачи и для измерения скорости воздушного потока 7. Датчики были сдвинуты друг относительно друга на 90° . Оба датчика подключались каждый к своему одноканальному термоанемометру 8. Сигналы с термоанемометров поступали в АЦП 9, который переводил аналоговые сигналы с датчиков в цифровой вид для дальнейшей обработки на ПК.

Также была разработана аналогичная экспериментальная установка для исследования выпуска на режимах статической продувки. В этом случае отличия состояли в том, что воздух не отсасывался из цилиндра, а нагнетался в него воздуходувкой, при этом выпускной клапан находился в максимально возможном открытом положении.

Исследование газодинамики и локальной теплоотдачи в газоздушных трактах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него проводились на натурных одноцилиндровых экспериментальных установках, описанных в главе 3.

4.2. Мгновенный локальный коэффициент теплоотдачи в газоздушных трактах поршневых двигателей без наддува

Задачей данного этапа исследований было изучение мгновенной локальной теплоотдачи во впускном и выпускном трубопроводах поршневого двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом и без в условиях газодинамической нестационарности в традиционном прямолинейном трубопроводе круглого поперечного сечения. Помимо этого, необходимо изучить влияние конфигурации газоздушных трактов на интенсивность теплоотдачи с целью ее оптимизации при впуске и выпуске с учетом их специфики.

Как и в случае изучения газодинамики процессов газообмена двигателей внутреннего сгорания, исследование локальной теплоотдачи во впускных и выпускных трубопроводах начнем с поршневых ДВС без турбонаддува.

4.2.1. Локальный коэффициент теплоотдачи во впускном трубопроводе двигателя без наддува

Как отмечалось ранее, процесс впуска в поршневом ДВС является высокочастотным, скоростным, нестационарным процессом. При этом для расчета температурных напряжений во впускном трубопроводе и определения величины подогрева потока воздуха при впуске необходимы сведения о мгновенной локальной теплоотдаче в трубопроводе. Следует отметить, что в известной литературе они фактически не представлены, что вынуждает осуществлять проектно-конструкторские расчеты в форме приблизительных оценок по данным моделирования и стационарных продувок. Подчеркнем, что локальная теплоотдача по данным некоторых авторов (см. главу 1) в стационарных условиях может отличаться от нестационарного случая в 2-4 раза. Обычно эти отличия объясняется динамической перестройкой

структуры потока газа в пограничном слое в условиях газодинамической нестационарности.

При этом, по данным авторов (см. главу 1) локальная теплоотдача в условиях газодинамической нестационарности может быть, как больше, так и меньше, по отношению к случаю при стационарных течениях. Это можно объяснить тем, что в общем случае число Нуссельта равняется интегралу от числа Рейнольдса за определенный промежуток времени, который, в свою очередь, при прочих равных условиях зависит от закона изменения скорости (и структуры) потока воздуха за этот же промежуток времени:

$$\text{Nu} = \int_0^t \text{Re}^{0,8} \approx \int_0^t w_x^{0,8} \approx k \cdot w_x^{1,8} \quad (4.2)$$

Таким образом, закон изменения скорости потока газа является определяющим параметром при определении локальной теплоотдачи в условиях газодинамической нестационарности. А этот закон изменения $w_x = f(t)$ зависит от большого количества факторов, таких как конфигурация канала, степень газодинамической нестационарности, режима работы энергетической установки, шероховатости поверхности, температуры газа и т.д. Поэтому и локальная теплоотдача в условиях газодинамической нестационарности в разных энергетических установках и условиях может быть, как больше, так и меньше, стационарного случая.

Необходимо подчеркнуть, что в условиях отсутствия данных по локальной теплоотдаче с учетом газодинамической нестационарности методически было целесообразно начать ее изучение с наиболее распространенного входного канала – прямолинейного трубопровода постоянного круглого сечения, стационарная теплоотдача в которой довольно хорошо изучена. Только после этого будут рассмотрены вопросы влияния формы поперечного сечения на локальную теплоотдачу и способы ее оптимизации с учетом специфики протекания процессов впуска и выпуска в поршневых ДВС.

Конфигурация исследуемого впускного тракта с трубопроводом постоянного круглого сечения и местами установки датчиков представлены на рисунке 4.6.

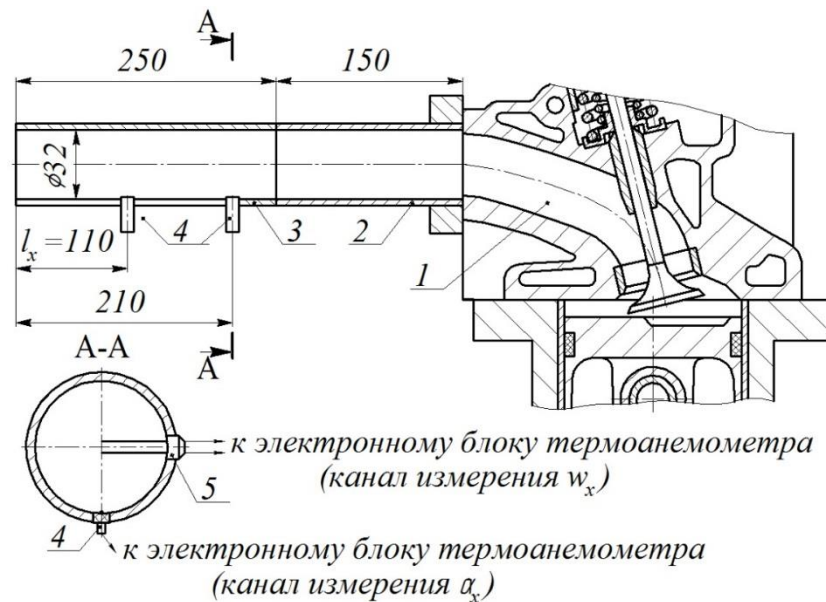
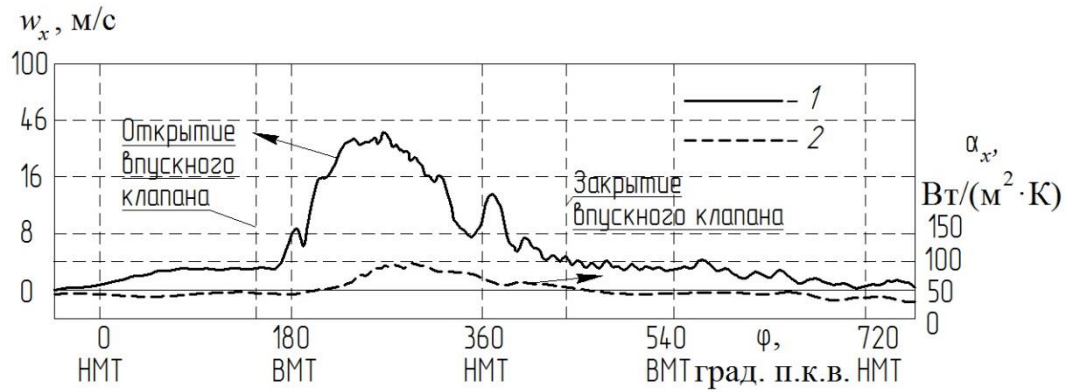


Рисунок 4.6 – Впускной тракт экспериментальной установки: 1 – криволинейный канал в головке блока; 2 – впускной трубопровод; 3 – измерительный канал; 4 – датчик термоанемометра для определения коэффициента теплоотдачи; 5 – датчик термоанемометра для определения скорости газового потока

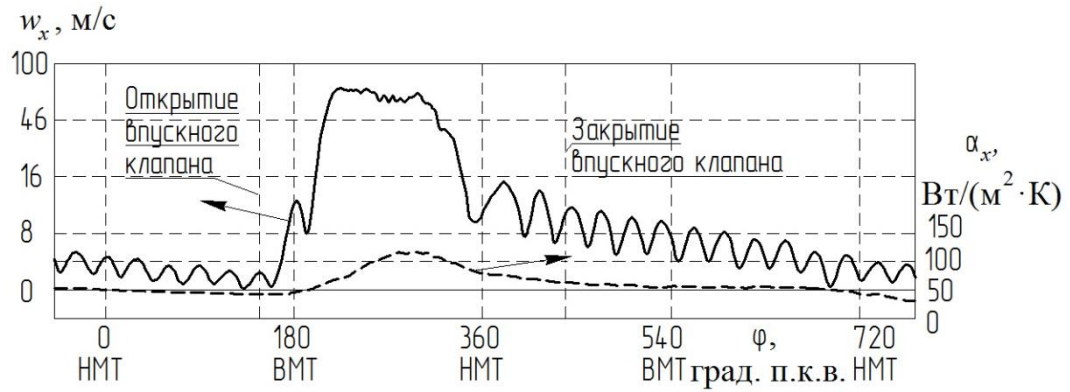
Совмещенные экспериментальные зависимости скорости газового потока w_x и локального коэффициента теплоотдачи от угла поворота коленчатого вала φ при разных частотах вращения коленвала n показаны на рисунках 4.7 и 4.8 для расстояний $l_x = 110$ мм и 210 мм, соответственно.

Установлено (рисунки 4.7 и 4.8), что интенсивность изменения локального коэффициента теплоотдачи и его максимальные значения по длине трубопровода наиболее существенно зависят от угла поворота коленчатого вала и от частоты вращения коленвала поршневого двигателя. При этом интенсивность локальной теплоотдачи и ее максимальные значения α_x увеличивается с ростом частоты вращения коленвала n . Количественный анализ будет представлен ниже при более детальном изучении экспериментальных данных. А пока рассмотрим влияние газодинамических условий на интенсивность процесса теплоотдачи. На рисунках 4.7 и 4.8 также можно отметить некоторое запаздывание интенсивности изменения локальной теплоотдачи от скорости воздушного потока по углу поворота коленвала на величину $\Delta\varphi$.

а)



б)



в)

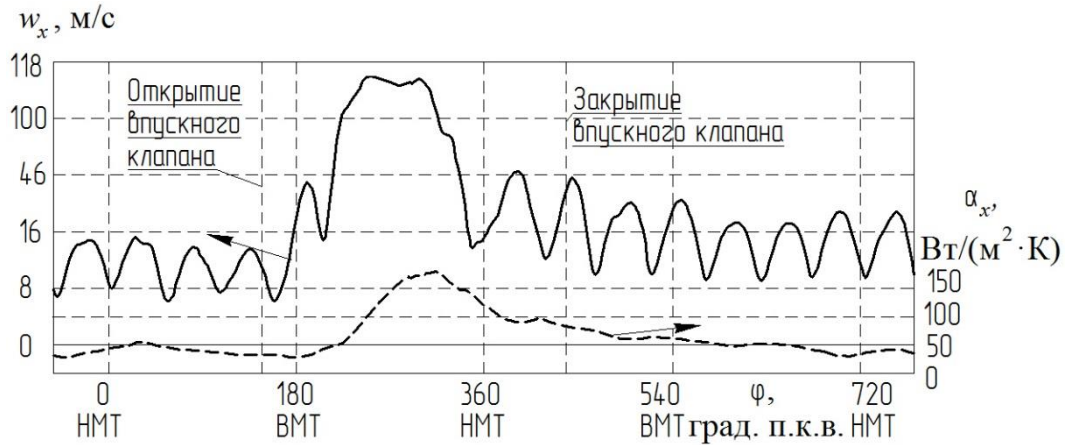
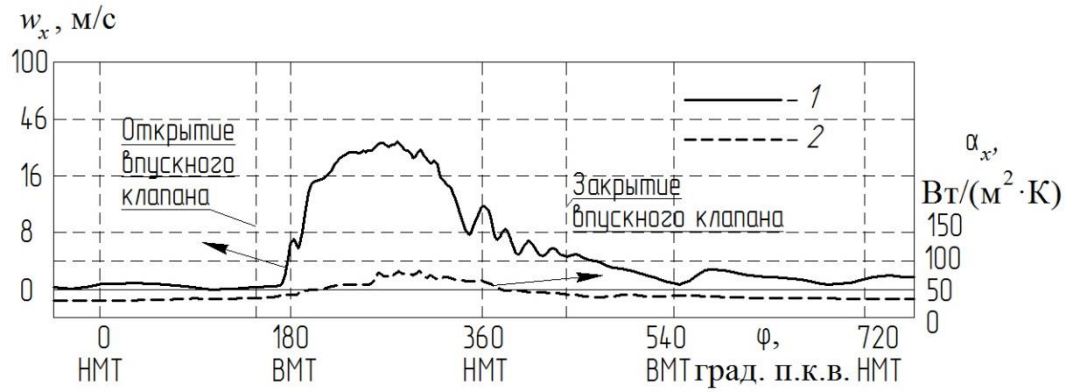
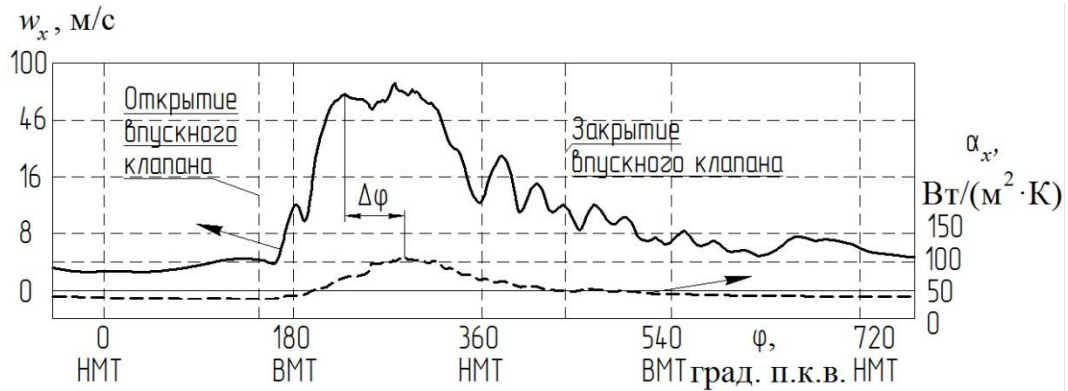


Рисунок 4.7 – Зависимости локальных ($l_x = 110 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе круглого поперечного сечения при разных частотах вращения коленвала n : а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

а)



б)



в)

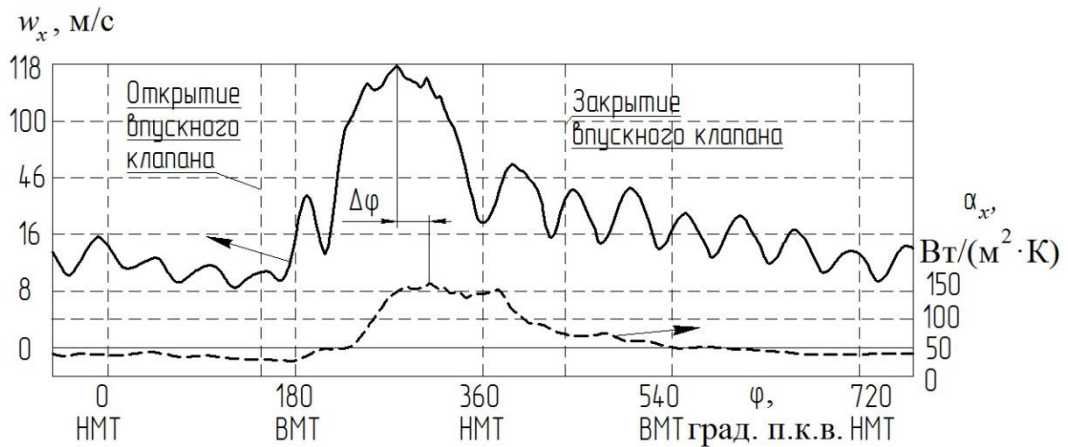


Рисунок 4.8 – Зависимости локальных ($l_x = 210$ мм) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе круглого поперечного сечения при разных частотах вращения коленвала n : а – $n = 600$ мин⁻¹; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

При этом можно наблюдать уменьшение угла $\Delta\varphi$ с увеличением частоты вращения коленвала φ поршневого двигателя. Данная закономерность характерна для всех контрольных сечений. Установлено, что при $l_x = 110$ мм (ближнее сечение к

входу потока воздуха) величина $\Delta\varphi$ составляет примерно 50 град. п.к.в. для частот вращения коленвала n от 600 до 1500 мин⁻¹, а при частоте вращения $n = 3000$ мин⁻¹ запаздывание уменьшается до порядка 30 град. п.к.в. На основании этого можно заключить, что начало интенсивного изменения локального коэффициента теплоотдачи фактически неизменно при низких и средних частотах вращения коленвала, и только $n > 1500$ мин⁻¹ происходит более динамичный рост α_x [211; 220]. Таким образом, можно констатировать, что, при высоких значениях частот вращения коленчатого вала в пограничном слое формируются активные турбулентные структуры, из-за которых теплообмен начинает быстрее реагировать на изменение газодинамических условий.

При $l_x = 210$ мм (дальнее сечение от входа потока воздуха) эта тенденция также сохраняется, единственное, что количественно уменьшаются значения запаздывания, составляющие примерно 39 град. п.к.в. и 27 град. п.к.в., соответственно, для $n = 600-1500$ мин⁻¹ и $n = 3000$ мин⁻¹. Это означает, что в рассматриваемом контрольном сечении перестройка газодинамического слоя происходит несколько быстрее.

Установлено, что зависимости $\alpha_x = f(\varphi)$ во впускном трубопроводе поршневого ДВС имеют общую закономерность изменения во всех контрольных сечениях и при всех частотах вращения коленчатого вала n . Это выражается в том, что максимумы всех зависимостей $\alpha_x = f(\varphi)$ достигаются в диапазоне угла φ (от 275° до 300°), а изменение локальной теплоотдачи становится менее выражено примерно при одних и тех же величинах угла поворота коленвала φ (от 540° до 630°), что характерно для всех режимов работы двигателя и по всей длине впускного трубопровода.

Более наглядно можно оценить интенсивность локальной теплоотдачи во впускном трубопроводе, если рассмотреть зависимость локального коэффициента теплоотдачи α_x от времени τ (рисунок 4.9).

По зависимостям $\alpha_x = f(\tau)$ можно увидеть, что существуют существенные отличия в интенсивности роста локальной теплоотдачи от частоты вращения коленвала n поршневого ДВС. Например, максимальное значение локального коэффициента теплоотдачи достигается приблизительно в 2,5-3,0 раза быстрее при частоте

вращения коленвала 1500 мин^{-1} , чем при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$. Актуализируем данные о том, что ускорение j_x воздушного потока во впускном трубопроводе непостоянно и значительно отличается в зависимости от периода процесса впуска и частоты вращения коленвала (см. главу 2). Так, максимальные значения ускорения потока воздуха j_x после открытия впускного клапана при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ достигают величины $90\,000 \text{ м/с}^2$, что примерно в 2,5-3,0 раза больше, чем при $n=600 \text{ мин}^{-1}$ ($j_x \approx 30\,000 \text{ м/с}^2$). При этом, ускорение потока воздуха j_x и интенсивность теплоотдачи в среднем на 30-50 % больше при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, чем при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. При этом ускорение воздушного потока (сразу после открытия клапана) всегда несколько выше, чем замедление (после достижения максимума).

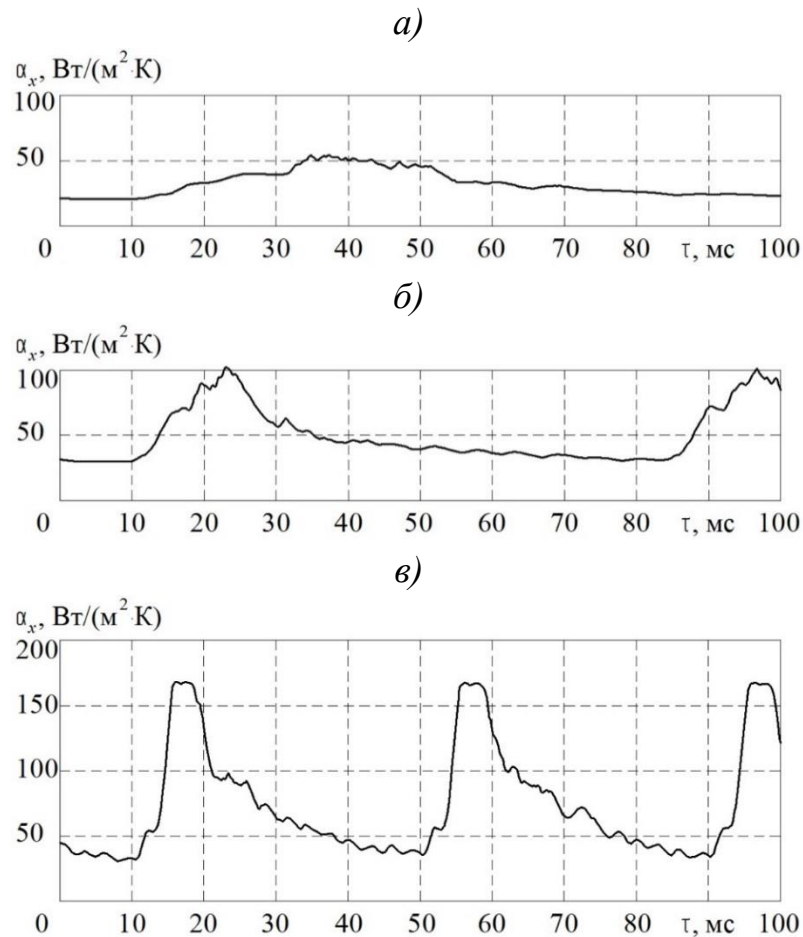


Рисунок 4.9 – Зависимость локального ($l_x = 210 \text{ мм}$) коэффициента теплоотдачи α_x от времени τ во впускном трубопроводе при разных частотах вращения коленвала:

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500; \quad в - n = 3000$$

Таким образом на основании полученных данных, можно констатировать, что газодинамическая нестационарность (ускорение и замедление воздушного потока) оказывает существенное влияние на интенсивность локальной теплоотдачи во впускном трубопроводе ДВС [169]. Дополнительно отметим, что заметно отличается спад кривой $\alpha_x = f(\tau)$ в зависимости от частоты вращения коленвала поршневого двигателя. Выявлено, что замедление скорости потока воздуха и интенсивность локальной теплоотдачи во впускном трубопроводе прямопропорциональны уменьшению частоты вращения коленчатого вала поршневого ДВС.

Для более детального анализа интенсивности локальной теплоотдачи рассмотрим (рисунок 4.10) зависимости $\alpha_x = f(\varphi)$ по длине впускного трубопровода, имеющего круглое поперечное сечение, при разных частотах вращения коленвала.

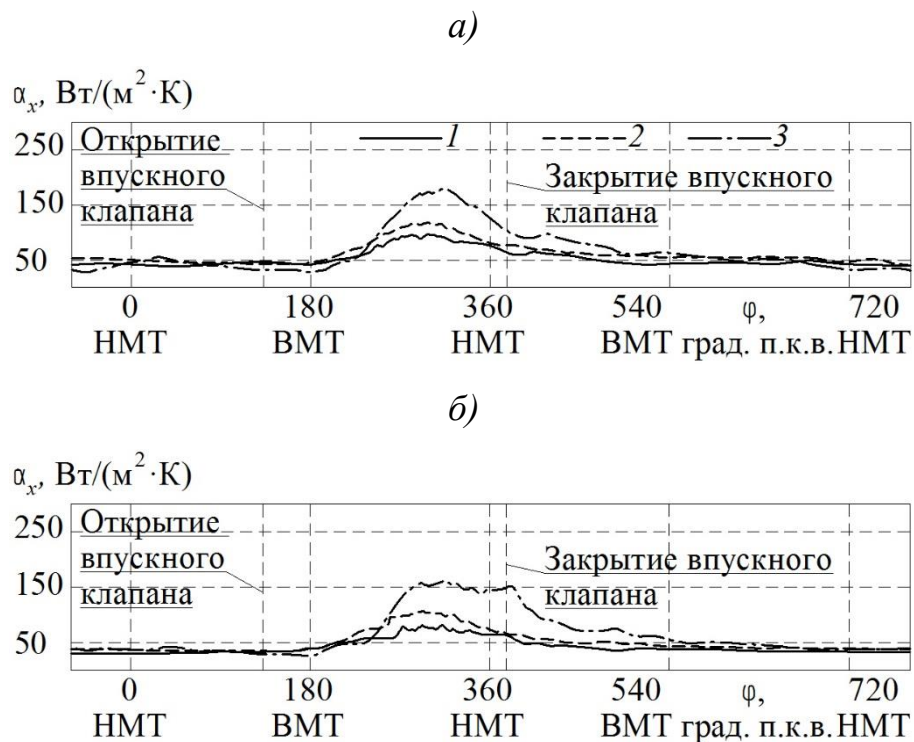


Рисунок 4.10 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = \text{var}$) коэффициентов теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе круглого поперечного сечения при разных n : 1 – $n=600 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n=1500$; 3 – $n=3000$

Контрольное сечение: а – $l_x=110 \text{ мм}$; б – $l_x=210 \text{ мм}$

Установлено (рисунок 4.10), что интенсивность локальной теплоотдачи во впускном трубопроводе существенно зависит от скорости потока воздуха w_x в канале, т. е. от частоты вращения коленчатого вала n , которая в первую очередь определяет режим течения в трубопроводе. При этом активный рост α_x начинается в диапазоне угла поворота коленчатого вала (в диапазоне угла φ от 225° до 230°) и максимальные значения α_x достигает также в одной области (примерно при угле φ от 275° до 300°). Как было показано выше, локальный коэффициент теплоотдачи фактически прекращает изменяться (становится постоянным $\alpha_x \approx 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) примерно при угле φ от 540° до 630° . Данные закономерности характерны по всей длине впускного трубопровода (для всех контрольных сечений) и для всех режимов работы двигателя, т.е. для всех n . Можно констатировать, что существует общая закономерность изменения α_x во впускном трубопроводе поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Установлено, что значения α_x увеличиваются с увеличением n . Так, для контрольного сечения $l_x=110 \text{ мм}$ (ближнего к входу воздушного потока во впускной трубопровод) максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи составляют: при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ – $\alpha_x \approx 56,7$; при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ – $\alpha_x \approx 113,4$ и при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – $\alpha_x \approx 164,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, т. е. интенсивность локальной теплоотдачи монотонно увеличивается (по логарифмическому закону) с ростом частоты вращения коленвала. Для контрольного сечения $l_x=210 \text{ мм}$ (дальнего от входа в трубопровод) максимальные значения α_x при разных n составляют: при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ – $\alpha_x \approx 50,5$; при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ – $\alpha_x \approx 103,7$; при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – $\alpha_x \approx 151,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [189]. Наибольшие отличия в максимальных значениях локального коэффициента теплоотдачи составляют около 12-15 % для $600 < n < 1500 \text{ мин}^{-1}$, для частоты вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ разница в максимальных значениях α_x находится в пределах систематической ошибки (около 10 %). При этом более высокие (примерно на 9-11 %) максимальные значения α_x характерны для сечения на расстоянии $l_x=110 \text{ мм}$.

Далее сопоставим зависимости изменения локального коэффициента теплоотдачи α_x от скорости потока воздуха w_x при стационарном и пульсирующем потоке

воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС для того, чтобы оценить степень влияния газодинамической нестационарности на α_x (рисунок 4.11).

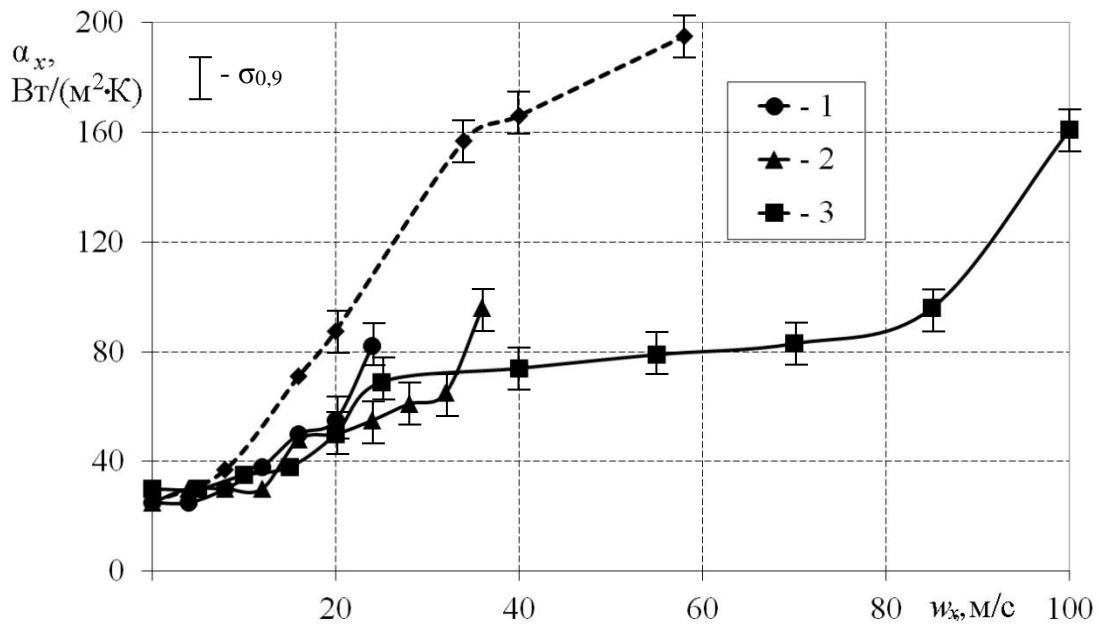


Рисунок 4.11 – Зависимость локального ($l_x = 210$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС при разных режимах течения: - - - стационарный поток; — пульсирующий поток
 $1 - n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $2 - 1500$; $3 - 3000$

(в области малых скоростей $w_x < 20$ м/с доверительные интервалы не нанесены в связи с большой плотностью экспериментальных точек)

Выявлено (рисунок 4.11), что наблюдаются существенные отличия между величинами локального коэффициента теплоотдачи, полученными при статических продувках впускного трубопровода и значениями α_x в нестационарном потоке, и эта разница достигает 2,5 раз при скоростях w_x от 40 до 60 м/с [175]. При этом интенсивность локального коэффициента теплоотдачи в случае стационарного течения больше, чем при нестационарном потоке при всех скоростях воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС.

Таким образом показано, что газодинамическая нестационарность вызывает существенное уменьшение интенсивности локальной теплоотдачи α_x во впускном

трубопроводе поршневого двигателя внутреннего сгорания. При этом на зависимости $\alpha_x = f(w_x)$ при нестационарном (пульсирующем) течении газового потока можно отметить следующую закономерность. Рост локальной теплоотдачи при скоростях потока воздуха от 0 до 24 м/с нарастание происходит примерно с одинаковой интенсивностью при всех частотах вращения коленвала, после чего при средних и высоких n наблюдается участок стабилизации α_x (например, при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ в диапазоне w_x от 24 до 78 м/с значения α_x изменяются в довольно узком диапазоне от 70 до 87 Вт/(м²·К)) с последующим интенсивным ростом (например, при те же $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ в диапазоне w_x от 78 до 100 м/с значения α_x возрастают от 87 до 162 Вт/(м²·К)).

Установлено, что мгновенная локальная теплоотдача α_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС является функцией следующих параметров: расстояния от входа потока воздуха в канал l_x , начальной температуры поступающего воздуха T , угла поворота коленвала φ , частоты вращения коленчатого вала n , то есть $\alpha_x = f(l_x, T, \varphi, n)$.

На основе данных экспериментов были получены эмпирические уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе двигателя размерности 8,2/7,1. Среднеквадратичное отклонение расчетных величин от результатов опытов составляет 10 %. Аппроксимация экспериментальных данных осуществлялась методом наименьших квадратов. Зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ была поделена на два участка: подъема (I) и спада (II) для того, чтобы получить более удобные уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи.

Для стадии подъема (для угла φ от 280° до 400°) эмпирическое уравнение для расчета α_x , Вт/(м²·К) имеет вид:

$$\alpha_x^{\text{I}} = 35,1 \cdot n^{0,31} (\varphi - 275)^{0,82} \cdot l_x^{0,11} \cdot 3,3 \cdot 10^3 \cdot (T - 273), \quad (4.3)$$

для стадии спада (для угла φ от 400° до 720°):

$$\alpha_x^{\text{II}} = 8,1 \cdot 10^5 \cdot n^{0,31} (\varphi - 275)^{-1,25} \cdot l_x^{0,11} \cdot 3,3 \cdot 10^3 \cdot (T - 273), \quad (4.4)$$

где l_x – расстояние от входа потока воздуха в трубопровод до контрольного сечения, м (l от 0,10 до 0,22); T – температура поступающего воздуха, К (T от 233 до

313), φ – угол поворота коленвала, град. п.к.в. (φ от 280° до 720°); n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} (диапазон n от 600 до 3000).

Следует отметить, что приведенные расчетные уравнения для α_x были получены для прямолинейного трубопровода круглого поперечного сечения, и они естественно будут трансформироваться по мере усложнения его конфигурации.

Таким образом, данный этап исследований локальной теплоотдачи показал, что для расчета подогрева воздуха в процессе впуска, а также для нахождения температурных напряжений во впускном трубопроводе необходимы эмпирические уравнения, которые учитывают газодинамическую нестационарность рассматриваемого процесса, поскольку она оказывает существенное влияние на показатели теплообмена во впускном трубопроводе поршневого ДВС.

4.2.2. Локальный коэффициент теплоотдачи в выпускном трубопроводе двигателя без наддува

Для расчета теплоперепада и определения термических напряжений в выпускном трубопроводе необходимы данные о мгновенной локальной теплоотдаче в нем. При этом, наиболее актуальным является получение данных по локальной теплоотдаче в нестационарных условиях (т.е. с учетом ускорения и замедления газовых потоков), поскольку именно они могут помочь понять механизмы процессов, протекающих в газоздушных трактах поршневых ДВС и разработать меры оптимизации этих процессов.

Одна из возможных конфигураций исследуемого выпускного тракта и места установки датчиков показаны на рисунке 4.12. Еще раз подчеркнем, что из-за ограниченного количества информации по локальному теплообмену процесса выпуска с учетом газодинамической нестационарности за основу был выбран прямолинейный трубопровод с круглым поперечным сечением диаметром 30 мм и длиной $l = 400$ мм (рисунок 4.12).

К головке цилиндра 2 на шпильках крепилась выпускная труба 4. В ней имелись отверстия (контрольные сечения) для установки датчиков термоанемометра 5

и 6 на расстояниях $l_1 = 20$ мм, $l_2 = 140$ мм и $l_3 = 340$ мм от выпускного окна в головке цилиндра.

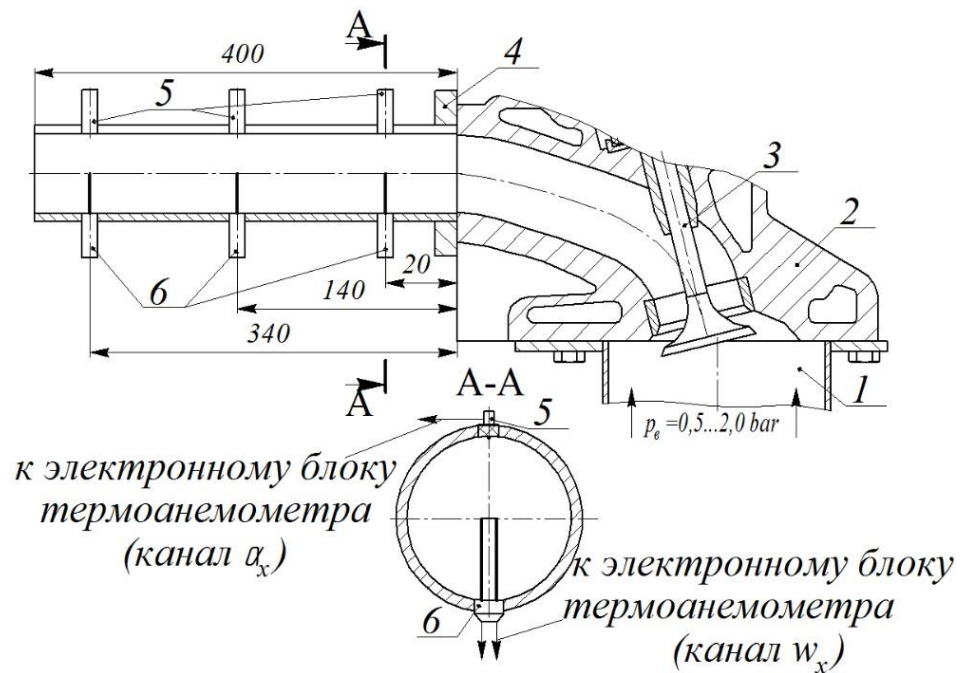


Рисунок 4.12 – Конфигурация исследуемого выпускного тракта: 1 – цилиндр; 2 – головка цилиндра; 3 – выпускной клапан; 4 – выпускной трубопровод (измерительный канал); 5 – датчики термоанемометра для локальной теплоотдачи; 6 – датчики термоанемометра для измерения скорости газового потока

Эксперименты проводились при разных значениях избыточного давления на выпуске (в цилиндре) p_b от 0,5 до 2,0 бар и для разных частот вращения коленвала n от 600 до 3000 мин⁻¹. Температура поступающего в цилиндр воздуха составляла от 35 до 45 °С.

Экспериментальные зависимости местных скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ при разных частотах его вращения n для постоянных избыточных давлений на выпуске $p_b = 1,0$ и 2,0 бар для выпускного трубопровода круглого поперечного сечения представлены на рисунках 4.13 и 4.14.

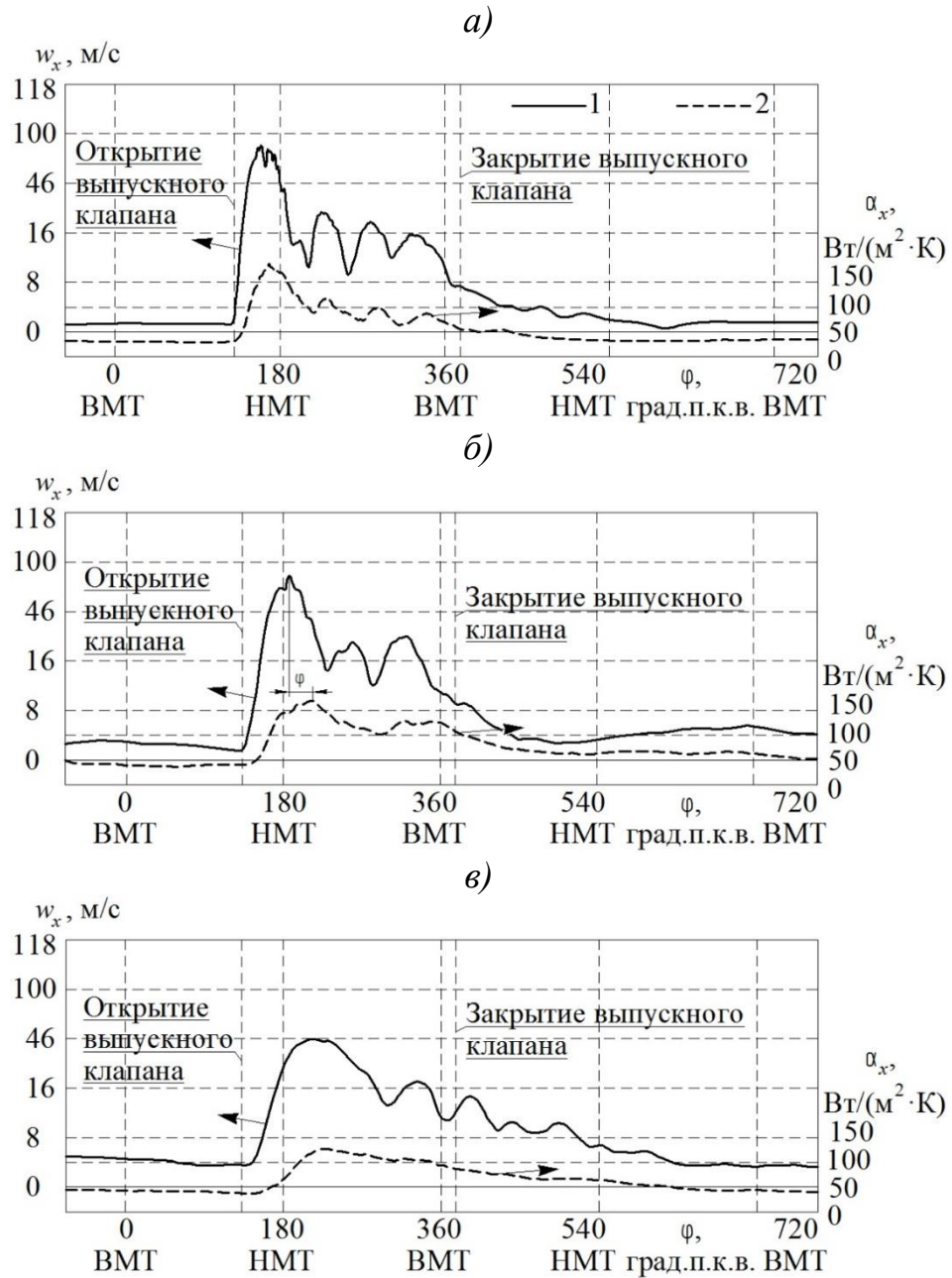
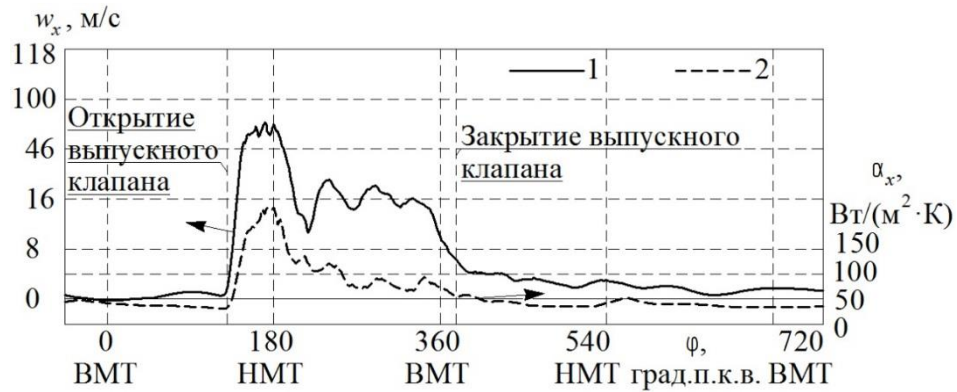
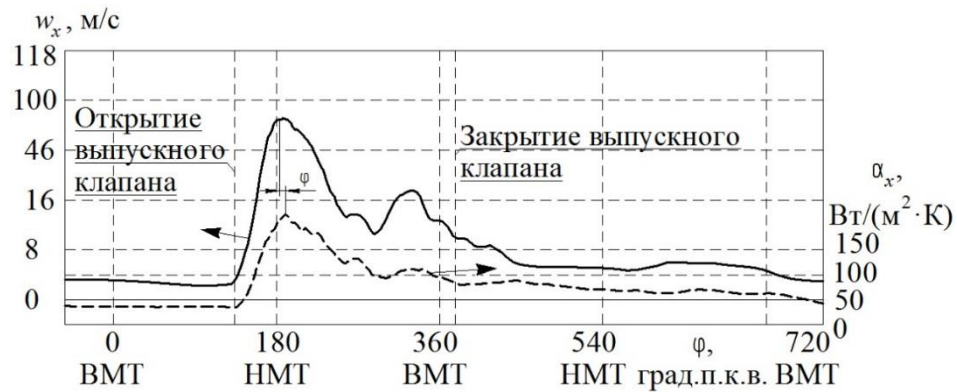


Рисунок 4.13 – Зависимости местных ($l_x = 140$ мм) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе с поперечным сечением в форме круга при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар для разных n : а – $n = 600$ мин⁻¹; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

а)



б)



в)

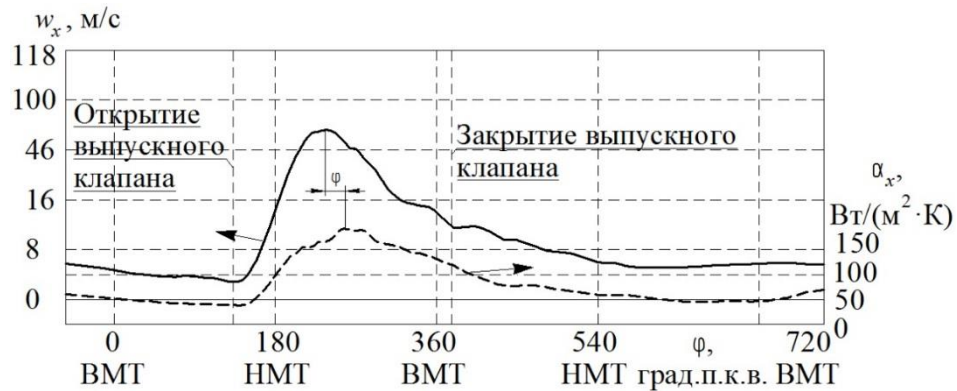


Рисунок 4.14 – Зависимости местных ($l_x = 140$ мм) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе с поперечным сечением в форме круга при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0$ бар для разных n : а – $n = 600$ мин⁻¹; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

При определении газодинамических условий теплоотдачи в выпускном трубопроводе было обнаружено, что при низких частотах вращения коленвала пульсации скорости потока воздуха имеют максимальные значения (рисунок 4.13, а) в течение

всего рабочего цикла поршневого ДВС. Данное явление характерно для всех значений избыточного давления на выпуске. Следует отметить, что в период, когда выпускной клапан уже закрыт, скорость потока газа не становится равной 0 и можно увидеть некоторые флуктуации скорости, что особенно характерно для $p_b = 1,0$ бар и высоких значений n .

Актуализируем, что противоположные явления характерны для впускного трубопровода поршневого ДВС, в котором наблюдались более выраженные пульсации скорости потока воздуха (также в течение всего рабочего цикла двигателя) по мере увеличения частоты вращения коленвала [196; 220]. Однако, во впускном трубопроводе после закрытия впускного клапана скорость потока воздуха также не становилась равной 0, а наблюдались колебательные явления, как и в процессе выпуска.

Влияние газодинамических факторов оказывает воздействие на интенсивность мгновенной локальной теплоотдачи. В частности, возникает некоторое запаздывание изменения мгновенной локальной теплоотдачи от изменения скорости потока воздуха по углу поворота коленвала на величину $\Delta\varphi$ (рисунки 4.13 и 4.14). При этом с ростом частоты вращения коленвала запаздывание $\Delta\varphi$ также увеличивается, что наблюдается во всех контрольных сечениях выпускного трубопровода и при всех величинах избыточного давления на выпуске p_b . Показано, что при высоких значениях частоты вращения коленвала зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ становится более гладкой, т. е. снижаются амплитуды пульсаций локального коэффициента теплоотдачи в выпускном трубопроводе в течение всего рабочего цикла поршневого двигателя.

На основе этих данных следует предположить, что в при выпуске возникает несколько газодинамических и тепловых режимов течения потока газа (определяемых, в основном, частотой вращения коленвала), которые оказывают влияние на газодинамику, расходные характеристики и, соответственно, на интенсивность локальной теплоотдачи [205]. Поэтому необходимо более подробно остановиться на газодинамических особенностях процесса выпуска, чтобы понять механизм изме-

нения локальной теплоотдачи при разных частотах вращения коленвала поршневого ДВС. На рисунке 4.15 представлены нормированные амплитудно-частотные спектры пульсаций скорости воздушного потока w_x в выпускном трубопроводе постоянного круглого поперечного сечения при величине избыточного давления на выпуске равном 2,0 бар для разных n . Амплитудно-частотные спектры получены в специализированной программе PowerGraph.

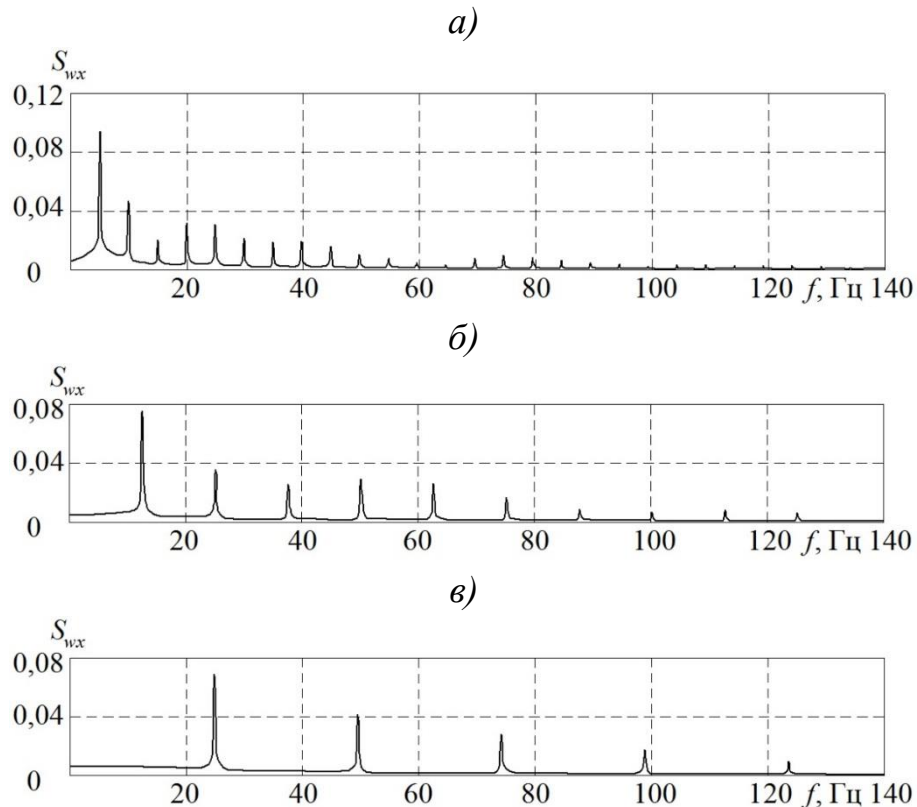


Рисунок 4.15 – Амплитудно-частотные спектры пульсаций местной ($l_x = 140$ мм) скорости потока газа w_x в выпускном трубопроводе с поперечным сечением в форме круга при $p_b = 2,0$ бар для разных частот вращения коленвала:

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500; \quad в - n = 3000$$

Установлено, что значимые частоты спектра пульсаций скорости потока являются кратными, но кратность является переменной и зависит от частоты вращения коленвала:

- при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ значимые частоты равны 5, 10, 15, 20 Гц и т. д., т. е. кратность равна 2-м;

- при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ значимые частоты равны 12, 24, 36, 48 Гц и т. д., т. е. кратность равна шести;
- при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ значимые частоты равны 25,0, 50,0, 75,0, 100,0 Гц и т. д., т. е. кратность равна пяти;

На основании этих данных установлено, что с увеличением частоты вращения коленвала кратность значимых частот возрастает (2, 6, 5), при этом также возрастает и их периодичность (5, 12,5 и 25) [237].

Далее проанализируем как изменяются величины амплитуд значимых частот спектра в зависимости от частот вращения коленвала n . Например, при небольших значениях n (вплоть до 1500 мин^{-1}), наблюдается экспоненциальный спад величин амплитуд с увеличением частоты f (рисунок 4.15, а, б). При $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ (рисунок 4.15, в) можно отметить уже другую зависимость: фактически линейный спад величин амплитуд с увеличением частоты f . Таким образом с ростом частоты вращения коленчатого вала ДВС, по-видимому, в выпускном трубопроводе происходит изменение газодинамики потока (смена режима течения).

На возможную смену режима течения также указывают расходные характеристики через выпускную систему, рассмотренные в предыдущей главе. Напомним, что в результате обработки экспериментальных данных в условиях поддержания постоянного давления на выпуске p_b были выделены три характерных участка на расходной характеристике: I – участок нарастания расхода воздуха ($n = 600\text{--}1500 \text{ мин}^{-1}$); II – участок постоянного расхода ($n = 1500\text{--}2600 \text{ мин}^{-1}$); III – участок спада расходной характеристики ($n > 2600 \text{ мин}^{-1}$) [167; 238].

Таким образом анализ газодинамических, расходных и амплитудно-частотных характеристик газового потока в выпускном трубопроводе двигателя внутреннего сгорания показывает, что с увеличением частоты вращения коленвала газодинамика процесса выпуска существенно изменяется и, соответственно, наблюдается смена режима течения газового потока. Это приводит к деформации закономерности изменения локального коэффициента теплоотдачи от угла φ и частоты вращения n .

В частности, установлено (рисунок 4.16), происходит уменьшение максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи α_x с увеличением частоты вращения коленвала n , а также наблюдается некоторое смещение максимумов по углу φ на величину до 160 град. п.к.в., которое наиболее существенно проявляется при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$.

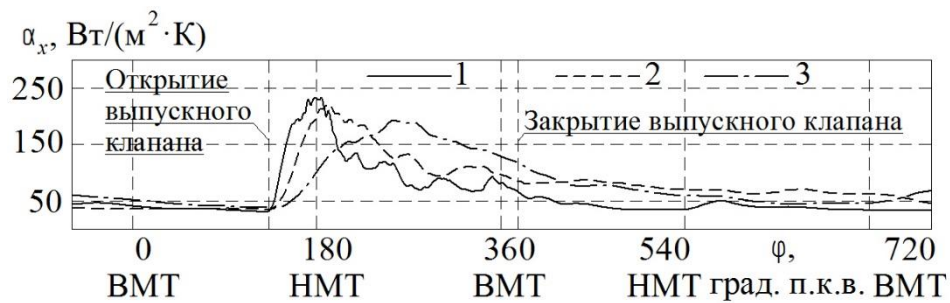


Рисунок 4.16 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = 140 \text{ мм}$) коэффициентов теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0 \text{ бар}$ для разных частот вращения коленвала: 1 – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n = 1500$; 3 – $n = 3000$

По результатам данного этапа исследований в выпускном трубопроводе круглого поперечного сечения можно констатировать, что мгновенный локальный коэффициент теплоотдачи наиболее существенно зависит от частоты вращения коленвала n и угла поворота коленвала φ поршневого двигателя. При этом с увеличением n наблюдается перестройка структуры течения газового потока в выпускном трубопроводе, что оказывает влияние как на газодинамические, так и тепломеханические характеристики потока при выпуске в поршневом двигателе [167; 238]. Это в свою очередь усложняет задачу определения температурных напряжений в узлах и деталях выпускного тракта, т. к. в расчетах необходимо использовать исключительно эмпирические уравнения теплообмена, которые учитывают газодинамическую нестационарность потоков в процессе выпуска и, соответственно, являются достоверными для определенного поршневого ДВС и конкретной конструкции выпускной системы.

Далее рассмотрим влияние длины выпускного трубопровода на интенсивность локальной теплоотдачи в ней. На рисунках 4.17 и 4.18 представлены зависимости мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ по длине выпускного трубопровода круглого поперечного сечения при избыточных давлениях 1,0 бар и 2,0 бар для разных частот вращения коленчатого вала.

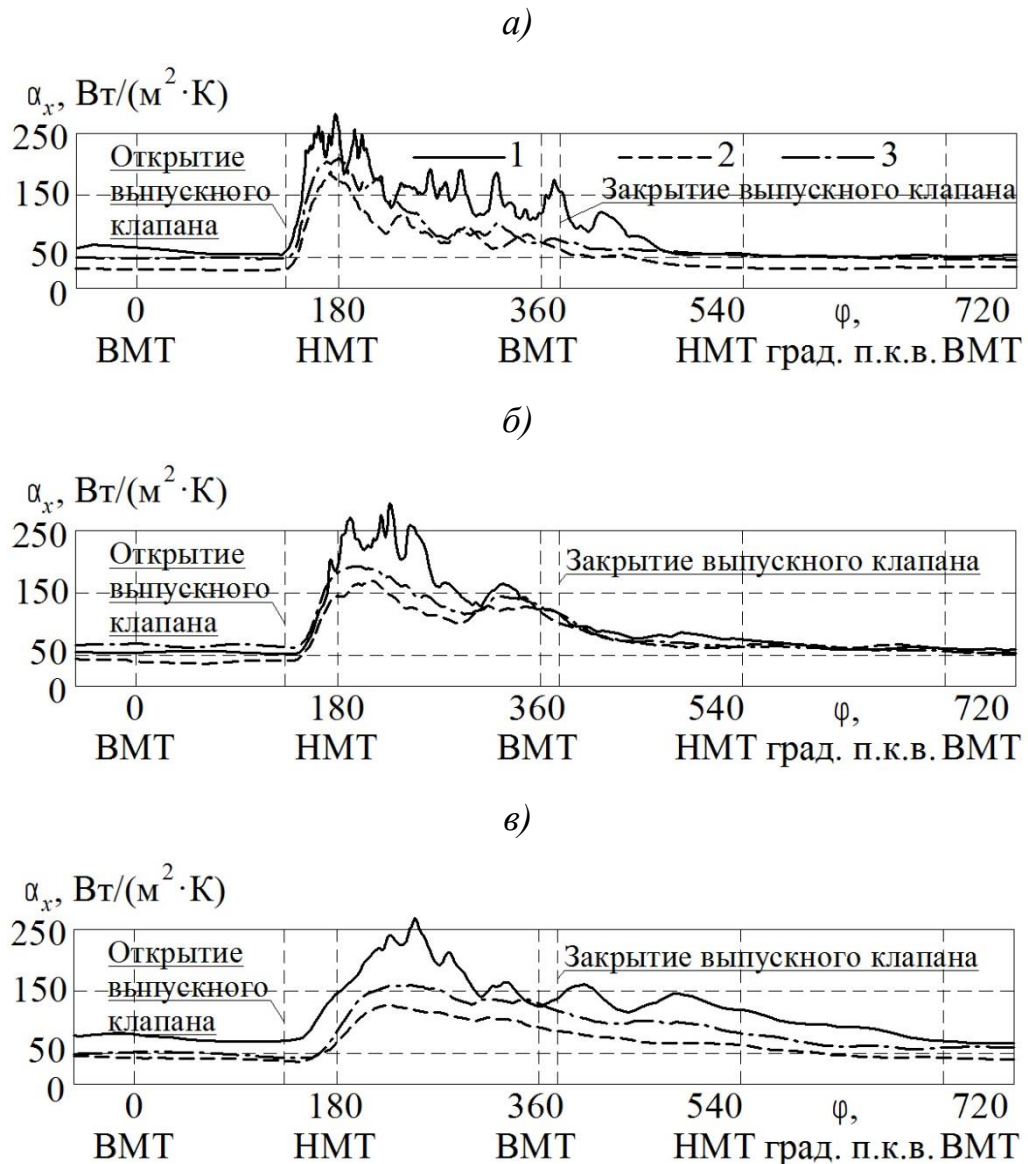


Рисунок 4.17 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = \text{var}$) коэффициентов теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном трубопроводе при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар для разных частот вращения

коленвала n : а – $n=600$ мин⁻¹; б – $n=1500$; в – $n=3000$

Контрольные сечения: 1 – $l_x = 40$ мм; 2 – $l_x = 140$ мм; 3 – $l_x = 340$ мм

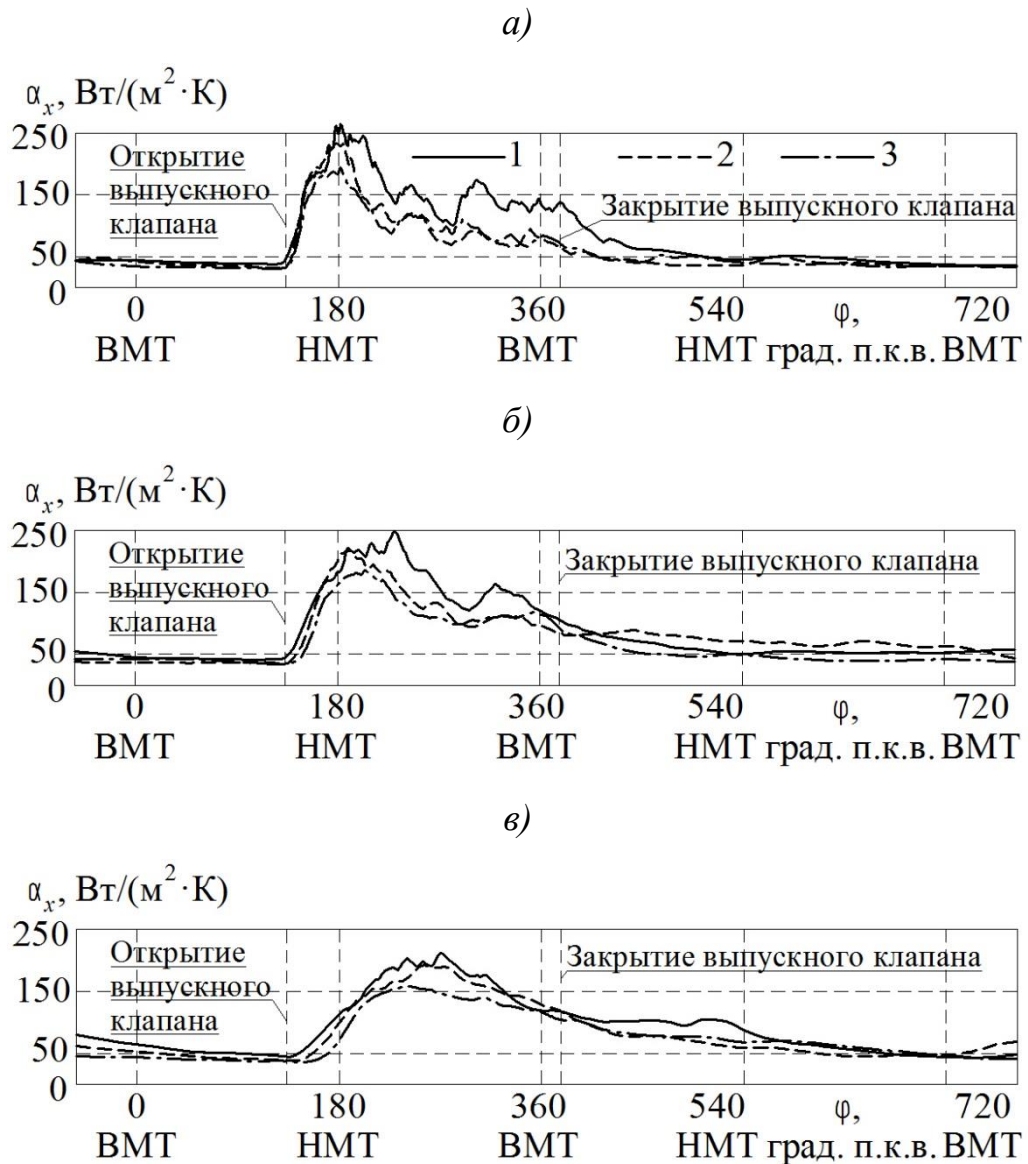


Рисунок 4.18 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = \text{var}$) коэффициентов теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном трубопроводе при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0$ бар для разных частот вращения коленвала n : а – $n=600$ мин⁻¹; б – $n=1500$; в – $n=3000$

Контрольные сечения: 1 – $l_x = 40$ мм; 2 – $l_x = 140$ мм; 3 – $l_x = 340$ мм

Из представленных рисунков видно, что наибольшие максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи наблюдаются в сечении на расстоянии $l_x = 40$ мм (в ближайшем сечении к выпускному окну в головке цилиндра) и α_x при-

близительно составляет 250-260 Вт/(м²·К), что характерно для всех частот вращения коленчатого вала n . По мере удаления контрольного сечения от выпускного окна в головке цилиндра интенсивность теплоотдачи снижается; зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ становится более гладкой (заметно снижаются амплитуды пульсаций локального коэффициента теплоотдачи в течение всего рабочего цикла (720 град. п.к.в.) поршневого двигателя).

Отметим, что с ростом n , интенсивность теплоотдачи не возрастает, а в некоторых контрольных сечениях даже снижается. Так, для сечения на расстоянии $l_x = 340$ мм значения локального коэффициента теплоотдачи составляют 180, 175 и 155 Вт/(м²·К) для частот коленвала n равных 600, 1500 и 300 мин⁻¹, соответственно.

Следует отметить, что интенсивность локальной теплоотдачи в контрольных сечениях на расстояниях 140 и 340 мм фактически идентичны (отличие составляет 10-12 %, что находится в пределах погрешности определения локального коэффициента теплоотдачи).

Таким образом, можно предположить, что на расстоянии более 140 мм от выпускного окна в головке цилиндра формируется устойчивый тепловой пограничный слой, который слабо подвержен влиянию режимов работы двигателя.

Более наглядно можно оценить интенсивность локальной теплоотдачи в выпускном трубопроводе, если рассмотреть зависимость локального коэффициента теплоотдачи α_x от времени τ (рисунок 4.19).

Из зависимостей $\alpha_x = f(\tau)$ видно, что интенсивность локальной теплоотдачи при высоких частотах вращения коленвала выше, чем при низких и средних. Количественно это можно оценить, если определить площадь под кривыми $\alpha_x = f(\tau)$ за определенный промежуток времени. Она будет показывать относительное количество теплоты, которое передается от отработавших газов в стенки выпускного трубопровода.

При $n = 600$ мин⁻¹ и $n = 1500$ мин⁻¹ площади под кривыми $\alpha_x = f(\tau)$ примерно одинаковые (отличие составляет около 4,5 %), тогда как отличие в площадях между низкими значениями частот вращения коленчатого вала и высокими составляет уже

13,5 %. Это говорит о том, что при высоких значениях частоты вращения коленчатого вала выпускной трубопровод находится в более теплонпряженных условиях, чем при низких n .

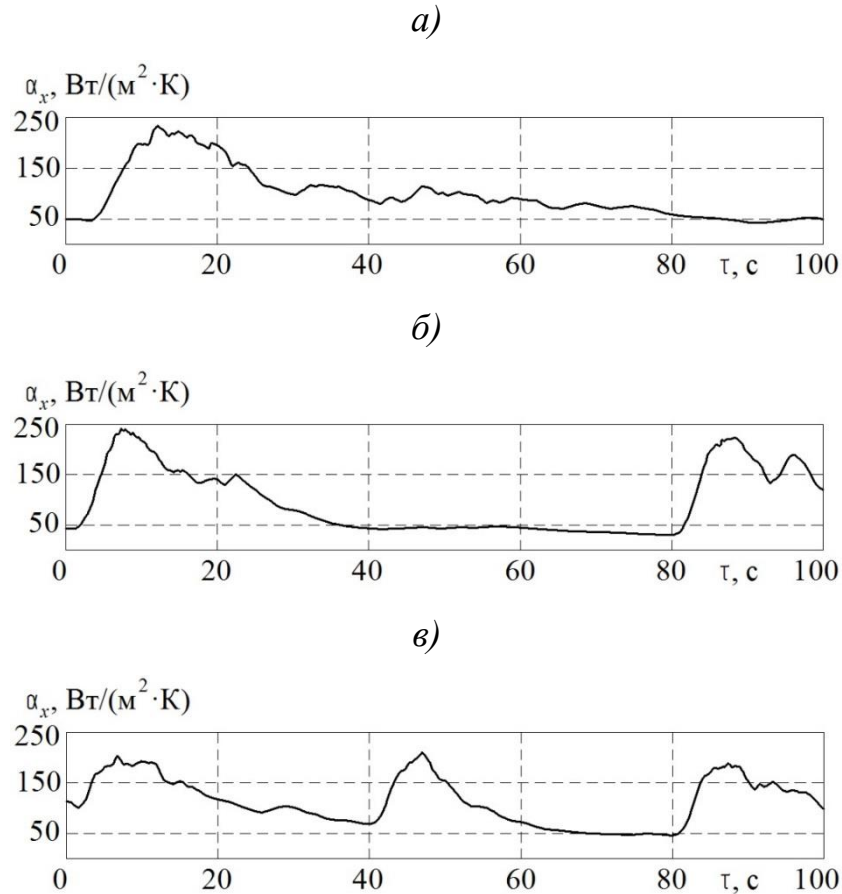


Рисунок 4.19 – Зависимость локального ($l_x = 140$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от времени τ в выпускном трубопроводе при постоянном избыточном давлении на выпуске 2,0 бар для разных частотах вращения коленвала n :

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500; \quad в - n = 3000$$

Как и для процесса впуска, сравним значения локального коэффициента теплоотдачи α_x в статическом и нестационарном (пульсирующем) режимах течения газовых потоков в выпускном трубопроводе, которые представлены на рисунке 4.20.

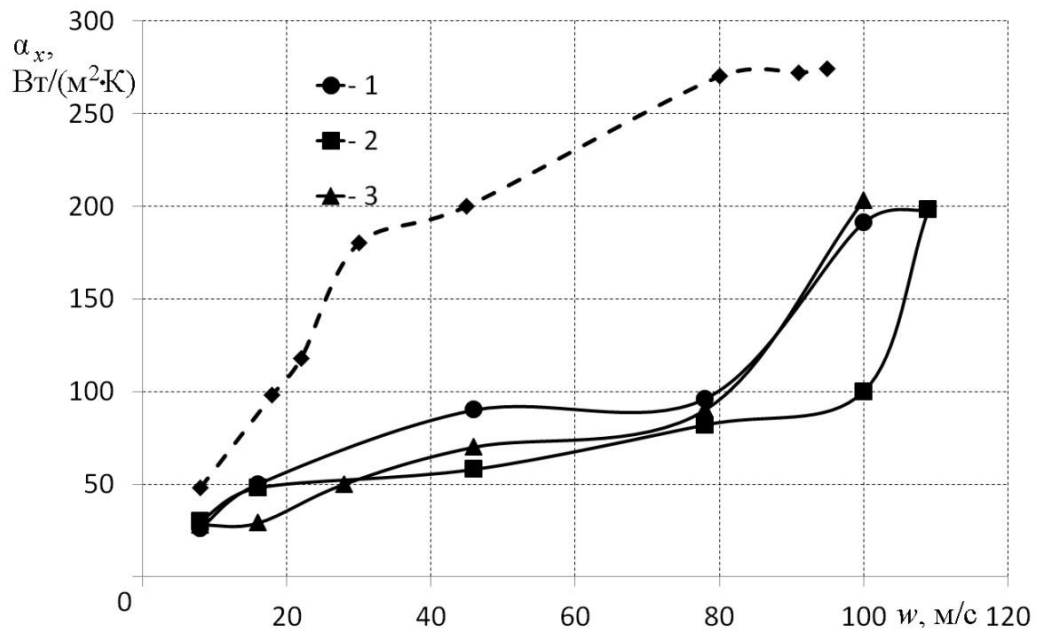


Рисунок 4.20 – Зависимость локального коэффициента теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе двигателя от скорости потока воздуха w_x ($l_x = 140$ мм) при разных режимах течения: 1 – $n = 600$ мин⁻¹; 2 – $n = 1500$; 3 – $n = 3000$
 - - - - стационарный поток; ——— нестационарный поток

Установлено, что интенсивность локального коэффициента теплоотдачи в случае стационарного течения больше (до 2,5 раз), чем при нестационарном потоке при всех скоростях потока газа в выпускном трубопроводе поршневого двигателя [167; 238]. Напомним, что аналогичные данные были получены и для впускного трубопровода (снижение интенсивности теплоотдачи также достигало 2,5 раз на некоторых скоростных режимах течения газа).

На основе данных экспериментов были получены эмпирические уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи в выпускном трубопроводе. Среднеквадратичное отклонение расчетных величин от результатов опытов составляет 12 %. Аппроксимация экспериментальных данных осуществлялась методом наименьших квадратов. Зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ была поделена на два участка – подъема (диапазон угла φ от 150° до 290°) и спада (угол φ от 290° до 430°) с целью упрощения уравнений и дальнейшего удобства их использования в инженерной практике. Уравнения для вычисления α_x (локального числа Нуссельта Nu_x) в выпускном

трубопроводе постоянного круглого поперечного сечения для поршневого двигателя внутреннего сгорания размерности 8,2/7,1 имеют следующий вид:

- для стадии подъема (φ от 150° до 290°):

$$\text{Nu}_x^I = 3,65 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{\varphi-140}{\varphi_{\max}}\right)^{0,73} \cdot \left(\frac{n}{n_{\max}}\right)^{0,23} \cdot \left(\frac{l_x}{l_{\max}}\right)^{1,15} \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_{\text{кр}}}\right)^{-0,8} \cdot \text{Pr}_t^3; \quad (4.5)$$

- для стадии спада (φ от 290° до 430°):

$$\text{Nu}_x^{\text{II}} = 2,9 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{440-\varphi}{\varphi_{\max}}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{n}{n_{\max}}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{l_x}{l_{\max}}\right)^{1,15} \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_{\text{кр}}}\right)^{-0,8} \cdot \text{Pr}_t^3, \quad (4.6)$$

где Pr_t – число Прандтля; $\beta = \frac{p_0}{p_b}$ – отношение давлений; p_0 – барометрическое давление, бар; p_b – начальное абсолютное давление в цилиндре при выпуске, бар; $\beta_{\text{кр}}$ – критическое отношение давлений ($\beta_{\text{кр}} = 0,546$); l_x – расстояние от выпускного окна в головке до контрольного сечения (l_x от 0,02 до 0,3 м); l – длина выпускного трубопровода ($l_{\max} = 0,3$ м); n – частота вращения коленвала (n от 800 до 3000 мин^{-1}); n_{\max} – максимальная частота вращения коленвала ($n_{\max} = 3000 \text{ мин}^{-1}$); φ – угол поворота коленвала (диапазон φ от 150° до 430°); φ_{\max} – максимальный угол поворота коленвала ($\varphi_{\max} = 720^\circ$).

В заключение этого раздела рассмотрим интенсивность локального теплообмена в клапанном узле выпускной системы поршневого ДВС без турбонаддува при нестационарном течении газовых потоков.

Как уже отмечалось выше, одним из путей совершенствования поршневого двигателя является улучшение его рабочего цикла путем влияния на отдельные процессы, поскольку это может дать совокупный эффект вследствие их взаимосвязи. В частности, теплообменные параметры процесса выпуска достаточно существенно влияют сразу на несколько технико-экономических показателей двигателя, таких как внешний тепловой баланс, средняя температура цикла, температурные напряжения деталей выпускной системы: клапан, головка блока, выпускной трубопровод и т.д. [9; 67; 239]. Очевидно, что для расчета теплоперепада, для определения температурных напряжений в головке блока и выпускном трубопроводе необходимы данные о мгновенной локальной теплоотдаче в каждом из них.

С целью установления влияния динамики на интенсивность теплоотдачи в наиболее термически напряженном участке головки блока (вблизи клапанного узла) и начальном участке выпускной системы ДВС проводились исследования на натурной модели поршневого ДВС размерности 8,2/7,1, описанной в главе 3.

На рисунке 4.21 показана опытная конфигурация выпускного тракта экспериментальной установки (натурной модели поршневого ДВС), а также места установки датчиков для определения мгновенных значений локальной теплоотдачи.

Таким образом в данном исследовании изучалась теплоотдача в трех контрольных сечениях: вблизи выпускного клапана, в канале в головке цилиндра и в выпускном трубопроводе.

Напомним, что эксперименты выполнялись при разных постоянных избыточных давлениях на выпуске (в цилиндре) p_b от 0,5 до 2,0 бар для различных частот вращения коленвала n (диапазон изменения n от 600 до 3000 мин⁻¹). Температура поступающего в цилиндр воздуха составляла от 35 до 45 °С.

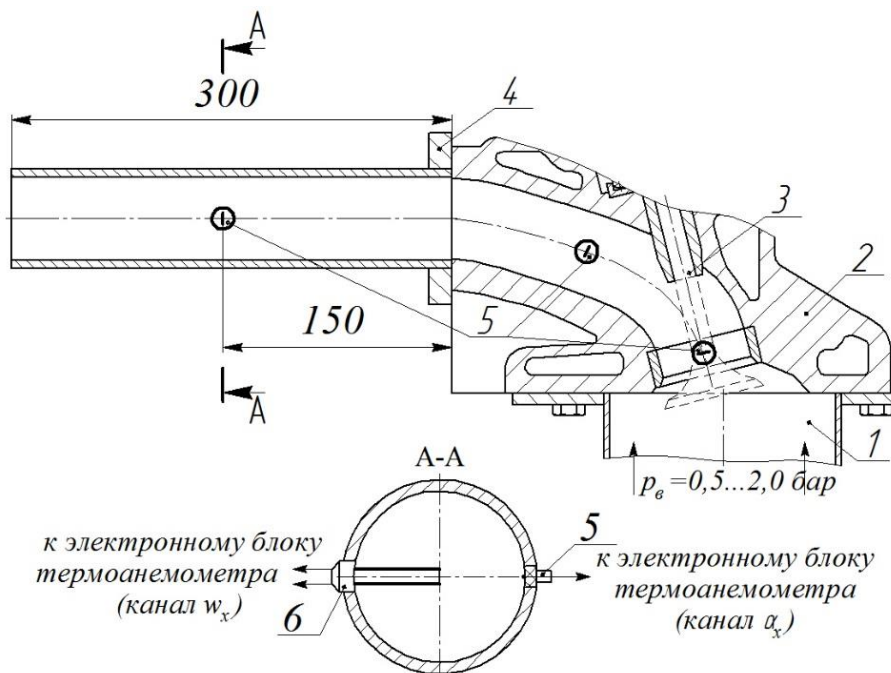


Рисунок 4.21 – Конфигурация исследуемого выпускного тракта: 1 – цилиндр; 2 – головка цилиндра; 3 – выпускной клапан; 4 – выпускной трубопровод (измерительный канал); 5 – датчики термоанемометра для измерения локальной теплоотдачи; 6 – датчик термоанемометра для определения скорости газового потока

Подробный анализ теплообменных характеристик газовых потоков в выпускном трубопроводе представлен выше, поэтому сейчас рассмотрим интенсивность локальной теплоотдачи в контрольных сечениях в головке блока двигателя. Для этого обратимся к рисункам 4.22 и 4.23, на которых представлены зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x для всех трех исследуемых контрольных сечений при разных частотах вращения коленчатого вала n и избыточных давлениях p_b .

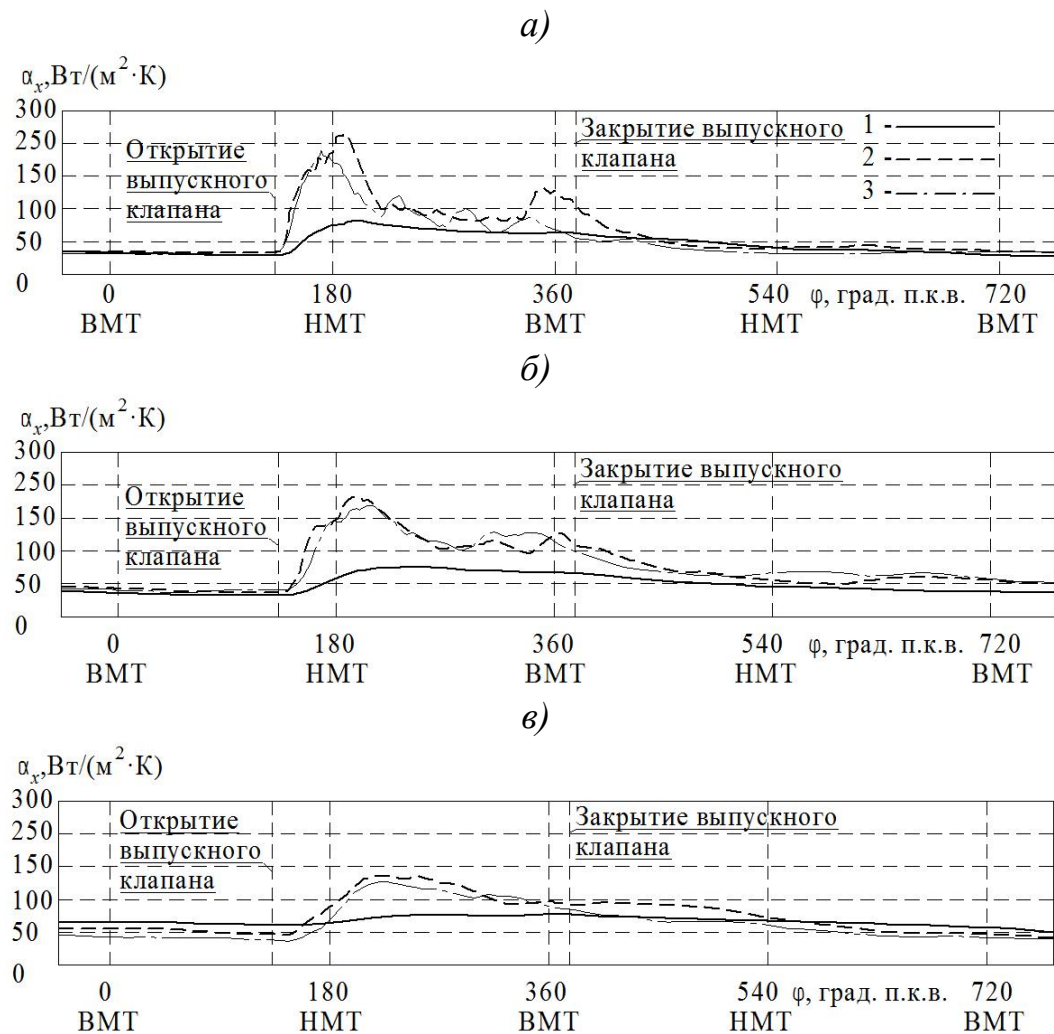
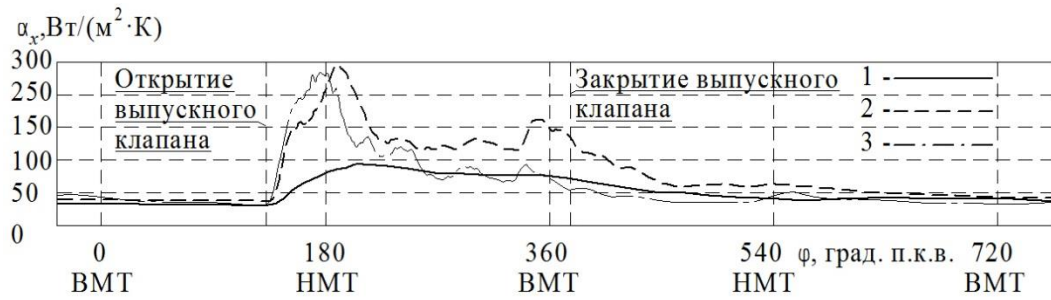


Рисунок 4.22 – Зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ в выпускной системе при избыточном давлении выпуска $p_b = 1,0$ бар и разных частотах вращения коленчатого вала:

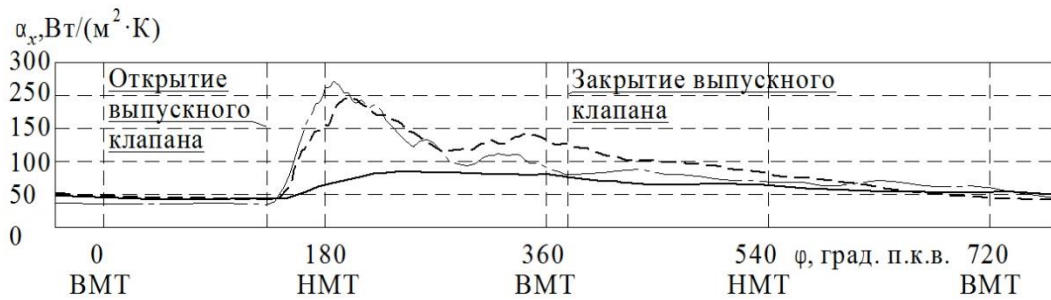
$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500; \quad в - n = 3000$$

Контрольное сечение: 1 – вблизи клапана; 2 – в канале в головке цилиндра;
3 – в выпускном трубопроводе

а)



б)



в)

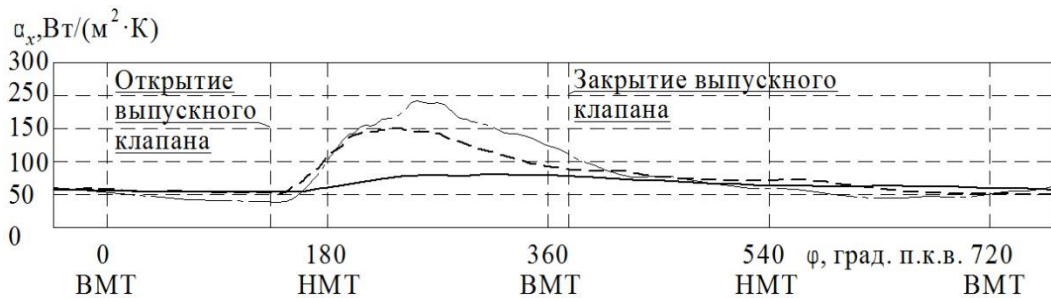


Рисунок 4.23 – Зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ в выпускной системе при избыточном давлении выпуска $p_b = 2,0$ бар и разных частотах вращения коленчатого вала:

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500; \quad в - n = 3000$$

Контрольное сечение: 1 – вблизи клапана; 2 – в канале в головке цилиндра;

3 – в выпускном трубопроводе

Установлено, что максимальные значения мгновенного локального коэффициента теплоотдачи α_x фактически одинаковы для канала в головке цилиндра и для выпускного трубопровода, что характерно для всех частот вращения коленвала. Также следует отметить, что вид кривых изменения коэффициента теплоотдачи для

рассматриваемых случаев фактически идентичен, т. е. существует общая закономерность начала активного изменения α_x (примерно при $\varphi \approx 130-140$ град. п.к.в.), достижения максимума ($\varphi \approx 250-290$ град. п.к.в.) и стабилизации α_x ($\varphi \sim 540$ град. п.к.в.).

Обращают на себя внимание и другие закономерности изменения локального коэффициента теплоотдачи в контрольном сечении вблизи выпускного клапана. Здесь вид кривой существенно более гладкий, чем в других сечениях. При этом максимальные значения α_x в 2-3 раза меньше по сравнению с другими участками выпускного тракта. Такая особенность сохраняется для всех частот вращения коленвала n [240].

Данные зависимости выглядят достаточно странно, если учесть, что скорость потока газа вблизи выпускного клапана значительно выше, чем в других контрольных сечениях выпускной системы. Объяснение данному явлению можно найти, обратившись к рисунку 4.24, на котором представлена структура газового потока в выпускном тракте двигателя ЧН 30/38 при высоте подъема клапана 10 мм [9]. На рисунке хорошо видно, что вблизи выпускного клапана образуются застойные зоны, которые препятствуют подходу к стенке «свежего» потока и соответственно снижают интенсивность теплоотдачи.

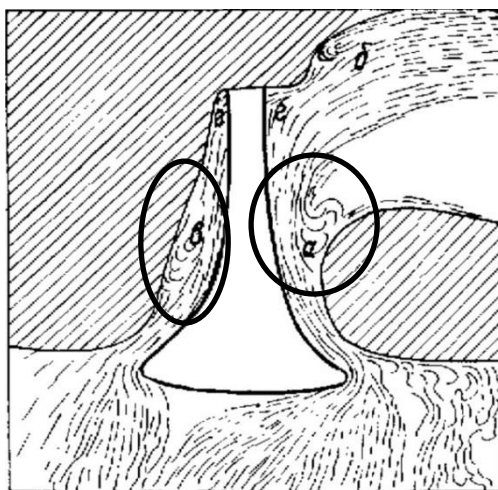


Рисунок 4.24 – Структура потока в выпускном канале поршневого двигателя ЧН 30/38 при высоте подъема клапана 10 мм, полученная методом пузырьков [9]
(застойные зоны нами отмечены кругами)

Следует подчеркнуть, что установленный эффект снижения в 2-3 раза интенсивности локальной теплоотдачи вблизи выпускного клапана носит частный характер и определяется в первую очередь конструкцией клапанного узла и особенностями газодинамики в нем. В других двигателях с другими конфигурациями выпускных каналов и клапанов рассматриваемый эффект может не наблюдаться.

4.3. Мгновенный локальный коэффициент теплоотдачи в газоздушных трактах поршневых двигателей с наддувом

В данном разделе рассмотрим особенности изменения локальной теплоотдачи во впускном и выпускном трубопроводах поршневых двигателей с турбонаддувом. Экспериментальные исследования проводились на экспериментальных установках, описанных в главе 3 с использованием измерительной аппаратуры и системы сбора и обработки данных, представленных в главах 3 и 4.

Актуализируем, что в специализированной литературе, связанной с теорией рабочих процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания, наддув ДВС за счет установки турбокомпрессора (ТК) рассматривается как один из возможных методов увеличения массового расхода воздуха через цилиндры, что приводит к улучшению его эффективных показателей [2; 66; 120; 121]. Существует большое количество литературы, посвященной исследованию и оптимизации выпускных систем поршневых ДВС, в частности, [9; 10]. При этом, следует отметить, что в ней фактически не затрагивается вопрос влияния ТК на теплообменные характеристики потока в выпускном тракте. Однако, в рассматриваемой литературе с газодинамической точки зрения, ТК принято упрощенно считать элементом газоздушной системы ДВС, который создает локальное аэродинамическое сопротивление и одновременно является эффективным способом повышения удельной мощности двигателя. Вместе с тем на основании проведенных исследований газодинамики процессов газообмена, очевидно, что наличие ТК в выпускном тракте поршневого двигателя приведет к значительному изменению тепломеханических характеристик потока газа с естественным изменением гидравлического сопротивления системы.

4.3.1. Локальный коэффициент теплоотдачи во впускном трубопроводе двигателя с наддувом

Анализ процессов теплообмена во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом начнем со сравнения интенсивности локальной теплоотдачи в каналах круглого поперечного сечения двигателей с турбокомпрессором и без. Для этого рассмотрим рисунок 4.25, на котором представлены зависимости мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи α_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ поршневого двигателя с турбонаддувом ($n_{\text{тк}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$) и без турбонаддува при разных n .

Из графиков видно, что при средних частотах вращения коленвала максимальные значения α_x во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом в два раза превышают значения α_x в трубопроводе поршневого ДВС без турбонаддува. Аналогичные данные получены и для высоких частот вращения коленвала – существенно более высокие максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи для впускных трубопроводов двигателей с турбонаддувом, только в данном случае отличие составляет около 1,7 раз.

При этом, следует отметить, что смещается максимум функции $\alpha_x = f(\varphi)$ во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом. Если в поршневых ДВС без турбонаддува локальный коэффициент теплоотдачи достигал максимальных значений при угле поворота коленчатого вала φ в диапазоне от 340 до 360 град. п.к.в., то в двигателях с турбонаддувом максимум смещается ближе к верхней мертвой точке (ВМТ) – при φ от 270 до 320 град. п.к.в.

Для того чтобы оценить тепловую напряженность впускных трубопроводов двигателей с турбонаддувом и без, а также относительное количество теплоты, которое в процессе впуска передается свежему заряду сравним площади под кривыми $\alpha_x = f(\varphi)$. Установлено, что при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ площадь под зависимостью $\alpha_x = f(\varphi)$ во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом больше на 38,8 %, чем во впускном трубопроводе поршневого ДВС без турбонаддува, а при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ –

на 29,2 %. Таким образом, можно предположить, что впускные трубопроводы двигателей с турбонаддувом работают в более теплонапряженных условиях (в среднем на 30 %). В связи с этим, необходимо разрабатывать способы снижения интенсивности локальной теплоотдачи во впускном трубопроводе поршневых ДВС с турбонаддувом с целью повышения их надежности (безотказности).

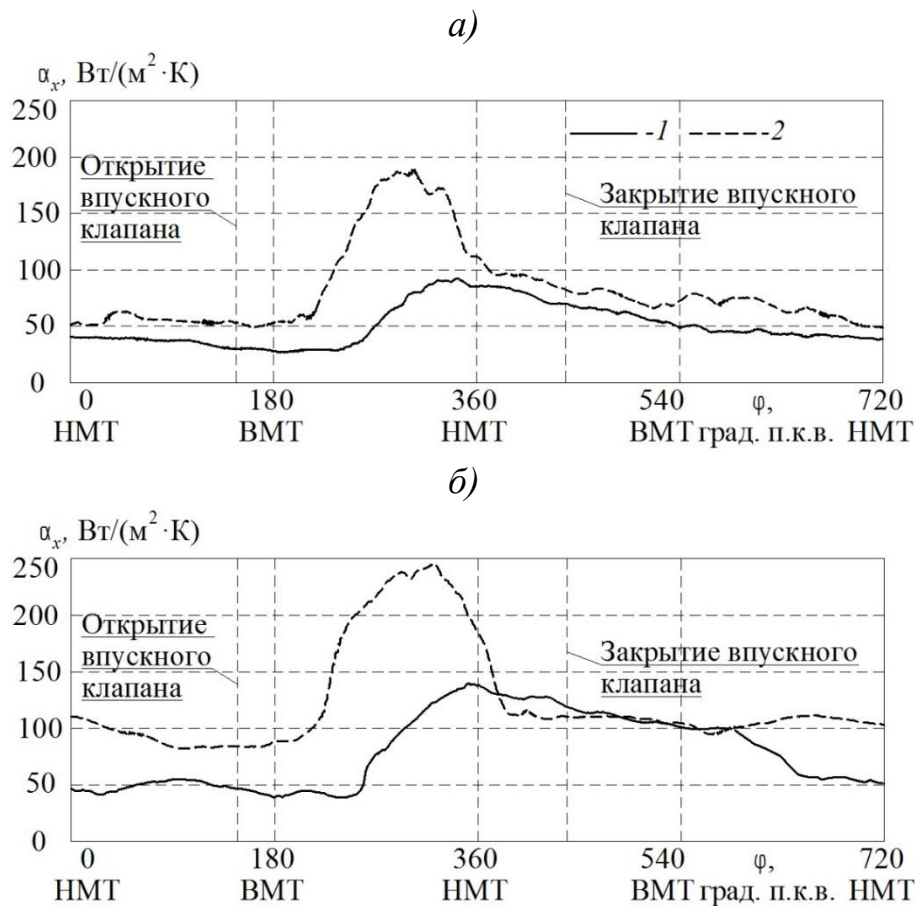


Рисунок 4.25 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = 150$ мм, $d = 32$ мм) коэффициентов теплоотдачи α_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ поршневого двигателя с турбонаддувом ($n_{\text{ТК}} = 35000$ мин⁻¹) и без турбонаддува при разных n : а – $n = 1500$ мин⁻¹; б – $n = 3000$ мин⁻¹

Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с ТК

Для того, чтобы более подробно изучить теплообменные характеристики газовых потоков во впускных трубопроводах двигателей с турбонаддувом и на этом основании разработать меры их оптимизации рассмотрим совмещенные зависимости местной скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи

α_x от угла φ во впускном трубопроводе с поперечным сечением в форме круга для разных частоты вращения коленвала n и при разных частотах вращения ротора турбокомпрессора $n_{\text{ТК}}$ (рисунки 4.26-4.28)

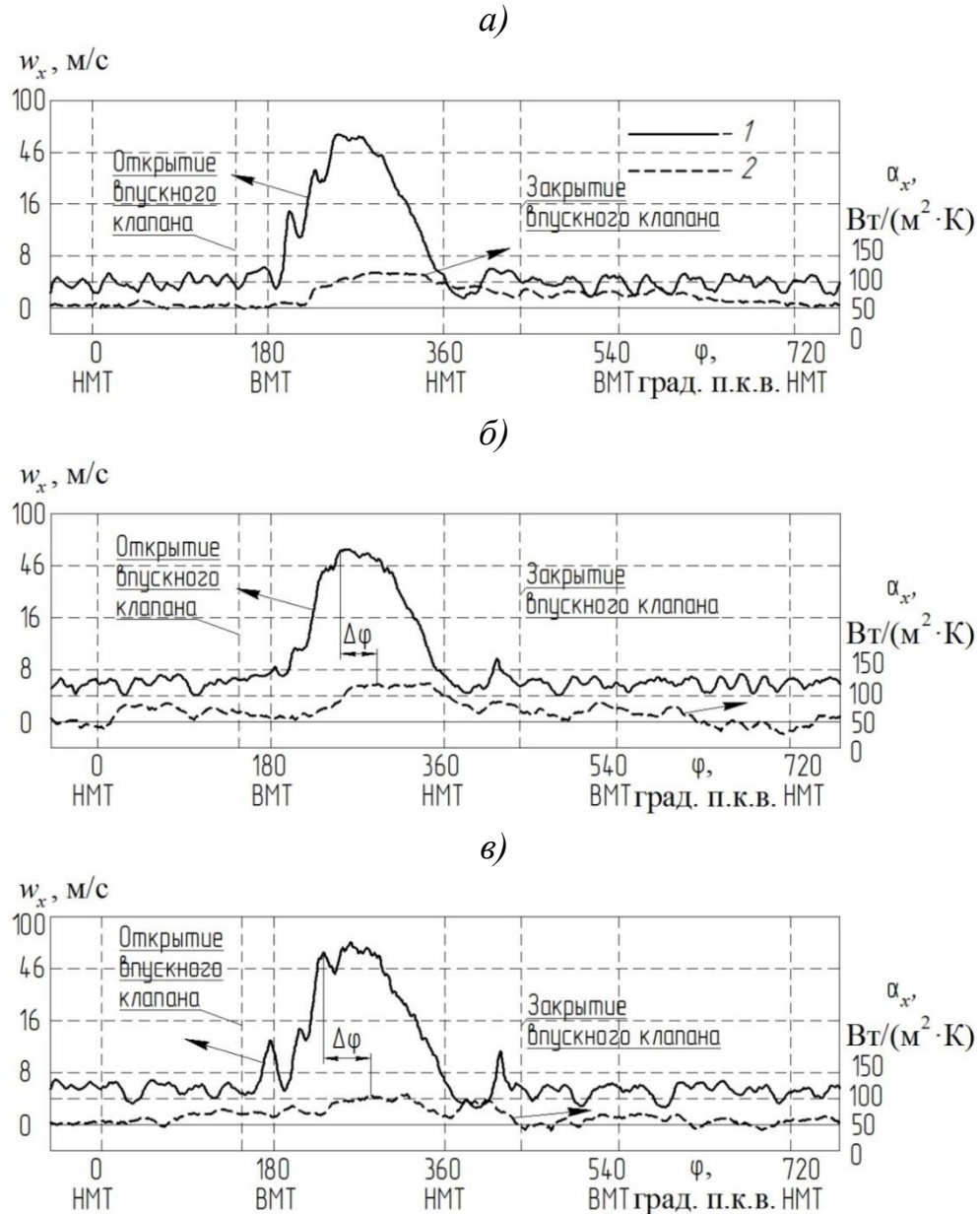
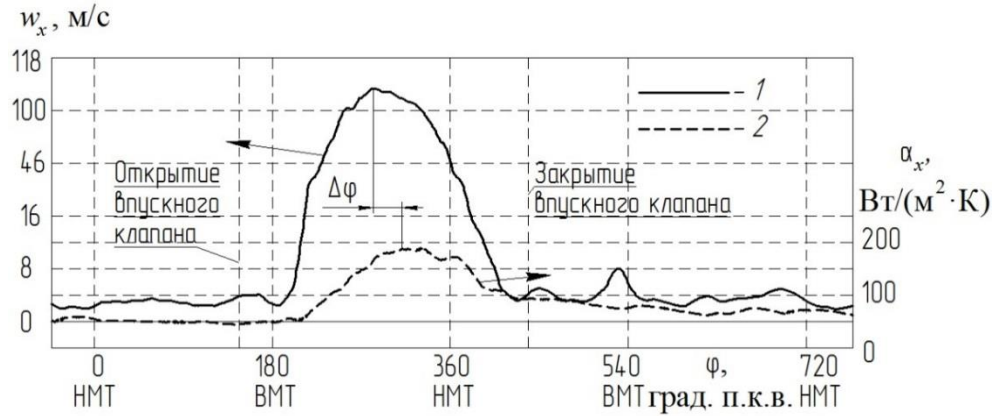


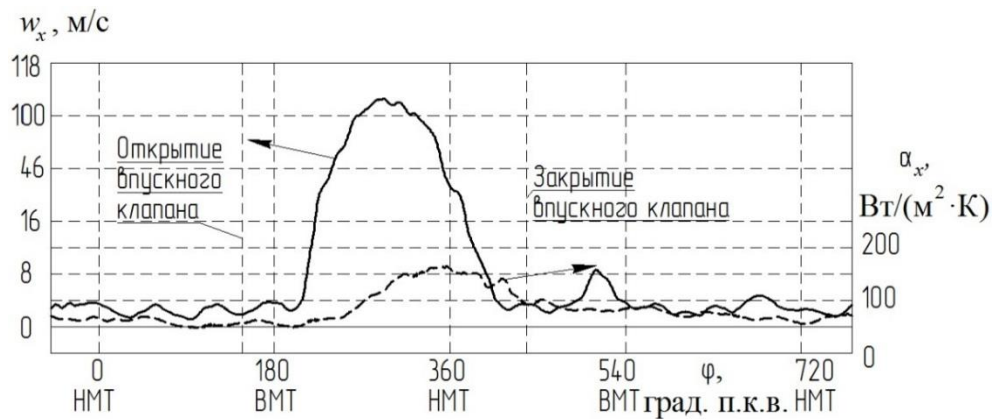
Рисунок 4.26 – Зависимости локальных ($l_x = 150$ мм) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе с поперечным сечением в форме круга для частоты вращения коленвала $n = 600$ мин⁻¹ и при разных частотах вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}}$:

$$a - n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n_{\text{ТК}} = 42000; \quad в - n_{\text{ТК}} = 46000$$

а)



б)



в)

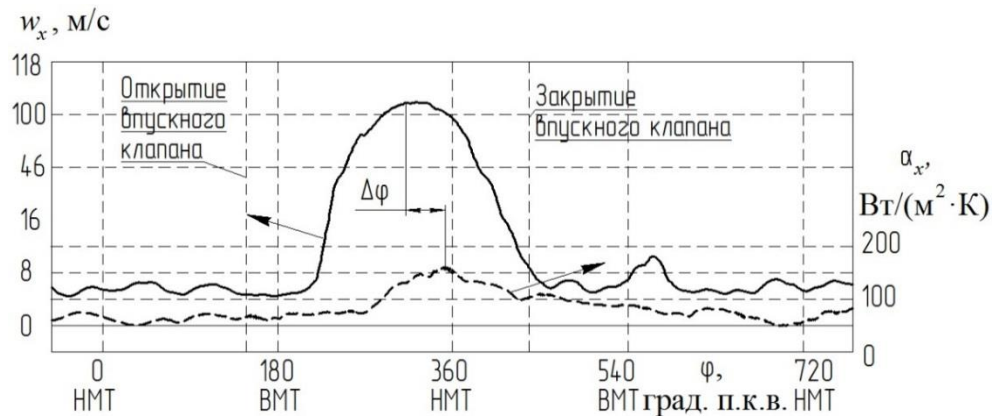
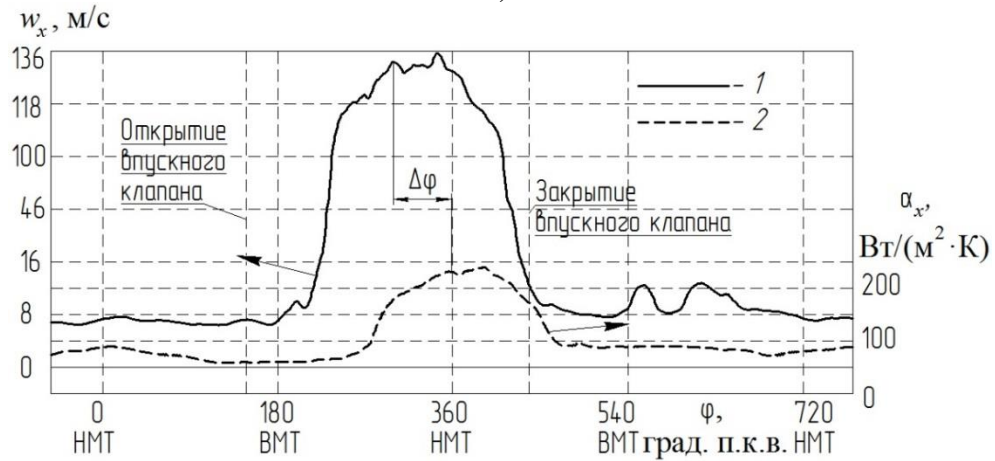


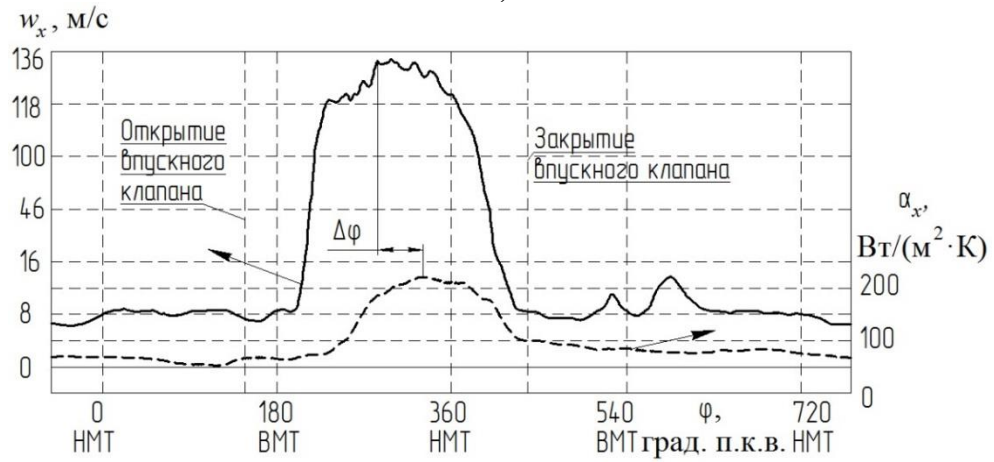
Рисунок 4.27 – Зависимости локальных ($l_x = 150$ мм) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе с поперечным сечением в форме круга для частоты вращения коленвала $n = 1500$ мин⁻¹ и при разных частотах вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}}$:

$$а - n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n_{\text{ТК}} = 42000; \quad в - n_{\text{ТК}} = 46000$$

а)



б)



в)

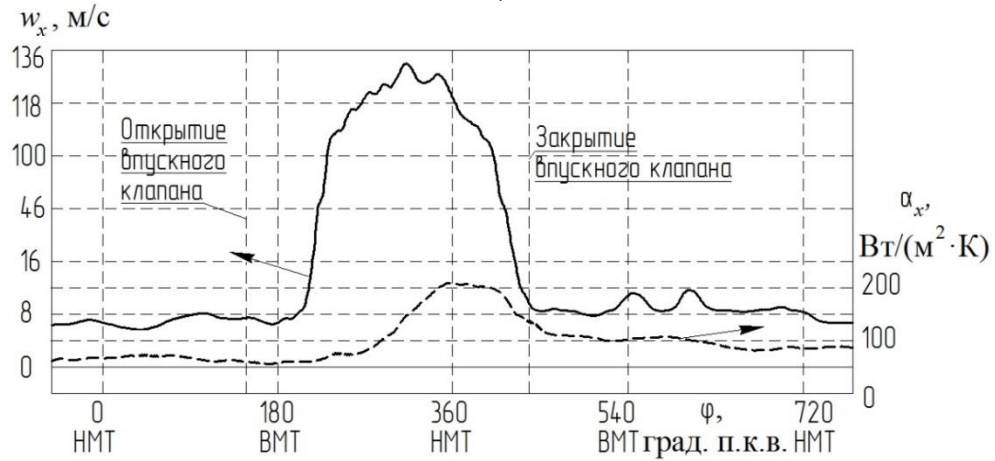


Рисунок 4.28 – Зависимости локальных ($l_x = 150 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе с поперечным сечением в форме круга для частоты вращения коленвала $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и при разных частотах вращения ротора ТК n_{TK} :

$$a - n_{TK} = 35000 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n_{TK} = 42000; \quad в - n_{TK} = 46000$$

В целом, при установке турбонаддува на поршневой ДВС заметное изменение локального коэффициента теплоотдачи α_x при всех n и n_{TK} начинается с угла поворота коленчатого вала примерно 190° . При этом, максимальное значение α_x достигает в диапазоне φ от 270° до 320° , что существенно отличается от двигателя без турбонаддува (сравнение см. выше). Интенсивное изменение локального коэффициента теплоотдачи в двигателе с турбонаддувом становится менее выраженным (принимает постоянное значение около $75\text{--}90 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) при φ равном около 400° при всех n и n_{TK} . Таким образом, можно заключить, что существует общая закономерность изменения локальной теплоотдачи α_x во впускном трубопроводе поршневого двигателя с турбонаддувом.

Из рисунков видно, что амплитуды пульсаций локального коэффициента теплоотдачи несколько уменьшаются (зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ становится более гладкой) с увеличением частоты вращения ротора турбокомпрессора в течение всего рабочего цикла поршневого двигателя (в течение всех 720 град. п.к.в.).

С ростом частоты вращения коленчатого вала и фиксированной n_{TK} интенсивность теплоотдачи увеличивается вместе с ростом местной скорости w_x во впускном трубопроводе. Например, при увеличении частоты вращения коленчатого вала n с 600 до 3000 мин^{-1} и постоянной частоте вращения ротора ТК $35\,000 \text{ мин}^{-1}$ интенсивность локальной теплоотдачи возрастает на $29,7\%$ (рисунок 4.29).

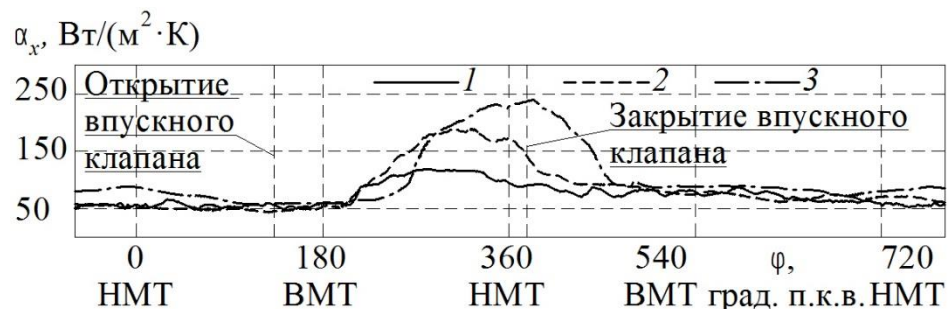


Рисунок 4.29 – Зависимость локального ($l_x = 150 \text{ мм}$) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом для частоты вращения ротора ТК $n_{\text{TK}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ и разных n :

$$1 - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad 2 - n = 1500; \quad 3 - n = 3000$$

Следует отметить, что подобная закономерность наблюдалась и для безнаддувных двигателей [211], но в случае поршневого ДВС без ТК α_x имеет меньшие значения (см. сравнение выше).

Показано, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала n при неизменной $n_{\text{ТК}}$ максимум α_x смещается вправо по углу поворота коленчатого вала примерно на 30-40 град. п.к.в., что характерно для всех режимов работы двигателя и ТК. При увеличении частоты вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}}$ при фиксированной n интенсивность локальной теплоотдачи возрастает в среднем на 10-15 %, но при этом, максимальные значения α_x уменьшаются вплоть до 50 %.

На основе данных экспериментов были получены эмпирические уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом (размерность ДВС 8,2/7,1, размерность ТК ТКР-6). Среднеквадратичное отклонение расчетных величин от результатов опытов составляет 10 %. Аппроксимация экспериментальных данных осуществлялась методом наименьших квадратов. Зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$, как и в случае с безнаддувным двигателем, была поделена на два участка: подъема (I) и спада (II) для того, чтобы получить более удобные уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи.

Для стадии подъема (для угла φ от 220° до 340°) эмпирическое уравнение для расчета α_x , Вт/(м²·К) имеет вид:

$$\alpha_x^{\text{I}} = 57,9 \cdot n^{0,55} \cdot n_{\text{ТК}}^{0,18} (\varphi - 220)^{0,64} \cdot l_x^{0,11} \cdot 3,3 \cdot 10^3 \cdot (T - 273), \quad (4.7)$$

- для стадии спада (угол φ от 340° до 720°):

$$\alpha_x^{\text{II}} = 17,7 \cdot 10^5 \cdot n^{0,55} \cdot n_{\text{ТК}}^{0,18} (\varphi - 220)^{-1,89} \cdot l_x^{0,11} \cdot 3,3 \cdot 10^3 \cdot (T - 273), \quad (4.8)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹ (диапазон n от 600 до 3000); $n_{\text{ТК}}$ – частота вращения ротора турбокомпрессора, мин⁻¹ ($n_{\text{ТК}}$ от 35000 до 46000); φ – угол поворота коленчатого вала, град. п.к.в. (угол φ от 220° до 720°); T – температура окружающей среды, К (диапазон T от 233 до 313), l_x – расстояние от входа в трубопровод до контрольного сечения, м (l от 0,10 до 0,22).

Таким образом, установлено, что во впускном трубопроводе поршневого ДВС имеет место высокий уровень интенсивности теплоотдачи (по сравнению с атмосферными двигателями) и пульсаций локального коэффициента теплоотдачи. На основании этого можно сформулировать задачу совершенствования тепломеханических характеристик газового потока во впускном трубопроводе: необходимо обеспечить снижение пульсаций α_x , с целью уменьшения температурных напряжений элементов впускной системы и цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом.

4.3.2. Локальный коэффициент теплоотдачи в выпускном трубопроводе двигателя с наддувом

В данном разделе рассмотрим особенности локального теплообмена в выпускной системе поршневого ДВС с турбокомпрессором. Как и в предыдущем разделе, анализ начнем со сравнения локальной теплоотдачи в выпускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом и без. Для этого рассмотрим рисунки 4.30 и 4.31, на которых представлены зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе при разных избыточных давлениях выпуска p_b для разных частот вращения коленчатого вала.

Рассмотренные в главе 3 различия в газодинамике процесса выпуска в двигателе без турбонаддува и при установке ТК свидетельствуют об изменении газодинамической структуры потока газа в выпускном трубопроводе, что влияет и на теплообменные характеристики потока (рисунках 4.30 и 4.31).

Из рисунков видно, что уменьшение максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи в выпускном трубопроводе двигателя с ТК, по сравнению с безнаддувным ДВС, составляет 10-15 % при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар, в то время как при давлении $p_b = 2,0$ бар снижение составляет уже – 15-20 % [212]. Таким образом установлено, что при наличии турбины турбонаддува

происходит уменьшение интенсивности локальной теплоотдачи в выпускном трубопроводе. Данный эффект характерен для всех частот вращения коленчатого вала двигателя и для всех значений давления p_b .

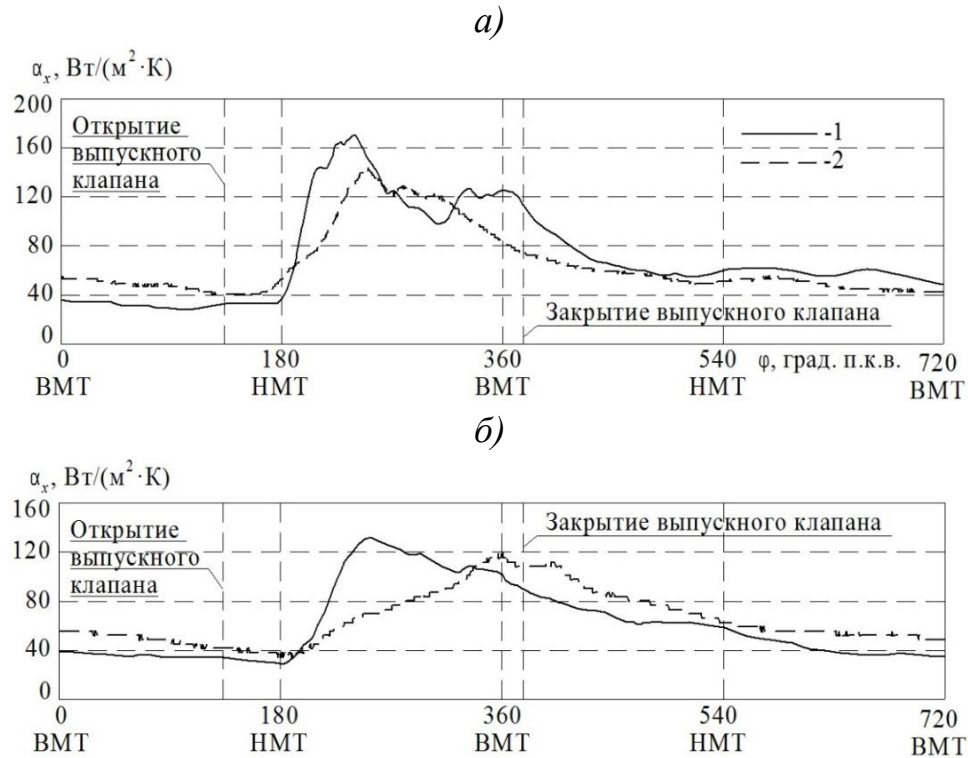


Рисунок 4.30 – Зависимости локального ($l_x = 140$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ в выпускной системе при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар и для разных n : а – $n = 1500$ мин⁻¹; б – $n = 3000$ мин⁻¹;
Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с ТК

Обнаруженное снижение интенсивности теплообмена газового потока со стенками выпускного трубопровода при наличии ТК должно оказать положительное влияние на рабочий процесс и эффективные показатели поршневого двигателя с турбонаддувом. Это связано с тем, что в рассматриваемом случае большой тепलोперепад будет полезно срабатывать в турбине турбокомпрессора, а не «уходить» на нагрев стенок трубопровода.

Также можно отметить некоторое смещение пиков максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи в выпускном трубопроводе по углу φ в сторону верхней мертвой точки (ВМТ) для двигателя с турбонаддувом и без. Величина

смещения составляет от 30 до 85 град. п.к.в. в зависимости от n и p_b . При этом наибольшие смещения характерны для избыточного давления на выпуске 2,0 бар.

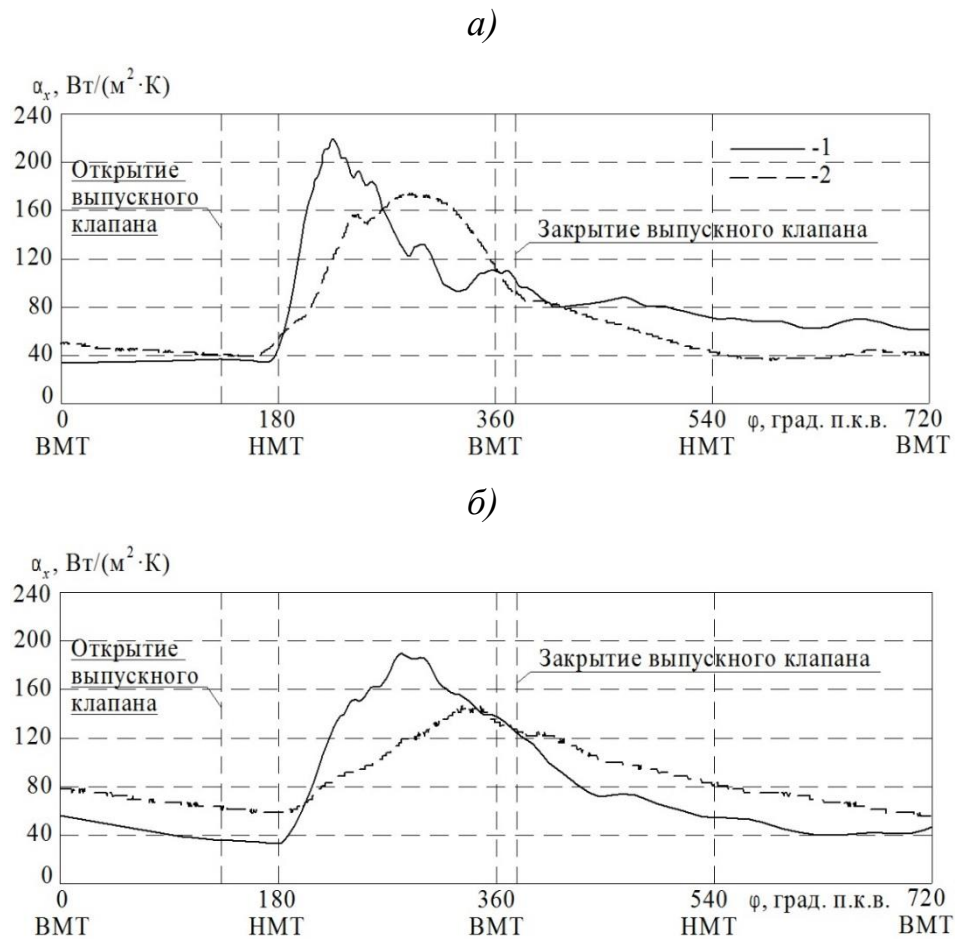
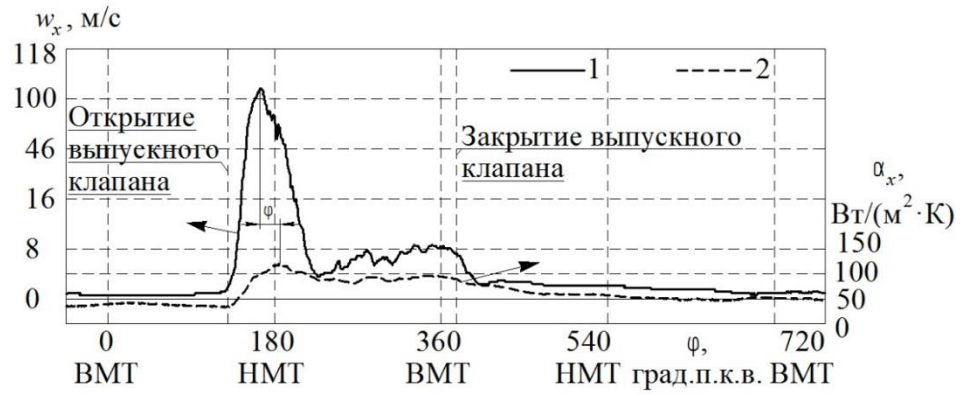


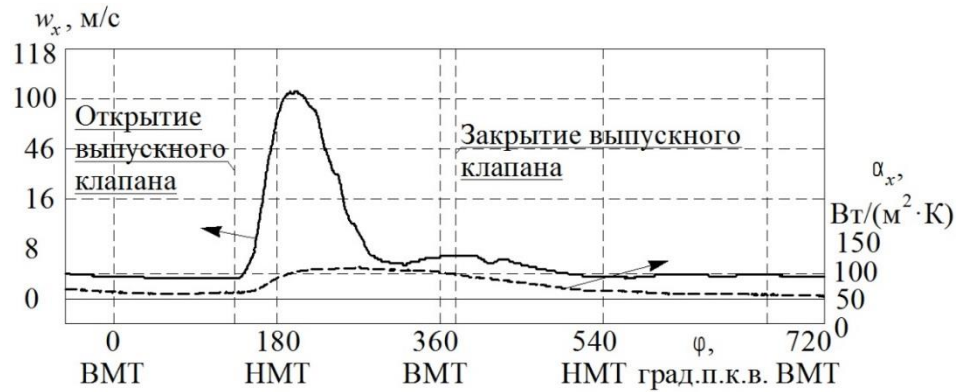
Рисунок 4.31 – Зависимости локального ($l_x = 140$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ в выпускной системе при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0$ бар и для разных n : а – $n = 1500$ мин⁻¹; б – $n = 3000$ мин⁻¹;
Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с ТК

Далее перейдем к анализу локальной интенсивности теплоотдачи в выпускном трубопроводе поршневого ДВС с турбокомпрессором. Совмещенные зависимости местных скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ при разных n для избыточных давлений на выпуске $p_b = 1,0$ и $2,0$ бар для выпускного трубопровода двигателя с ТК представлены на рисунках 4.32 и 4.33.

а)



б)



в)

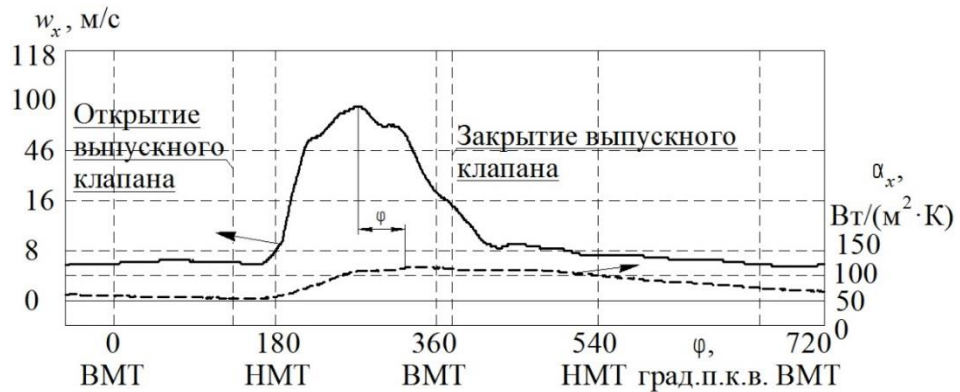
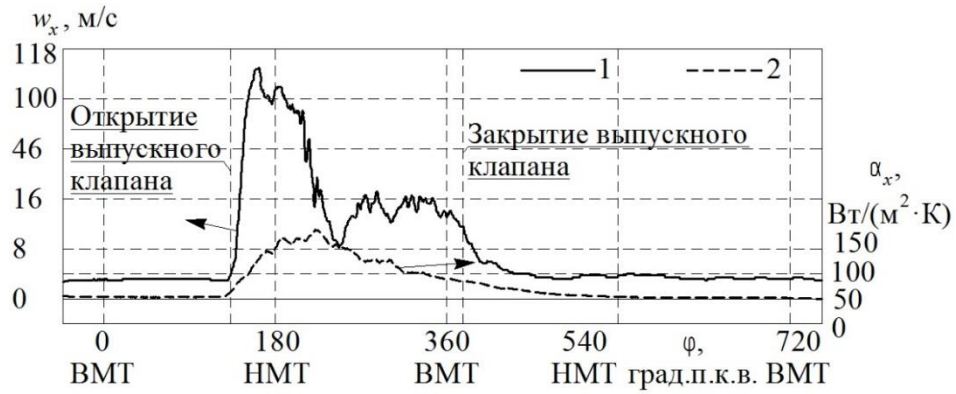


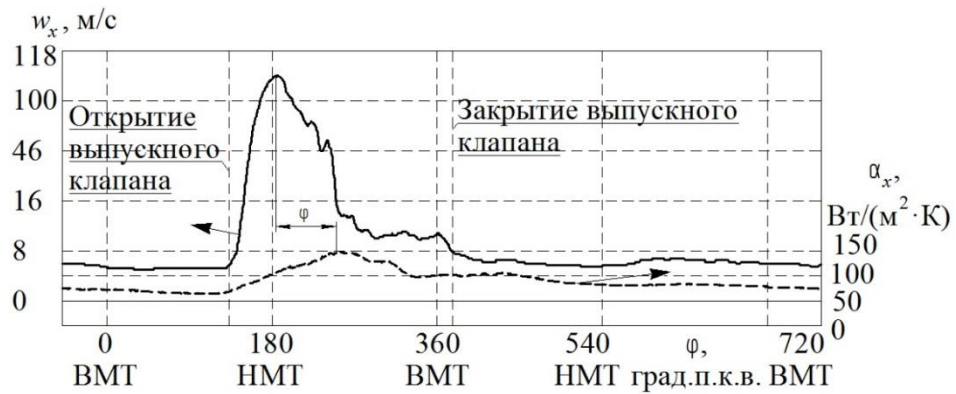
Рисунок 4.32 – Зависимости местных ($l_x = 140$ мм) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе двигателя с турбокомпрессором при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар и для разных n :

а – $n = 600$ мин⁻¹; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

а)



б)



в)

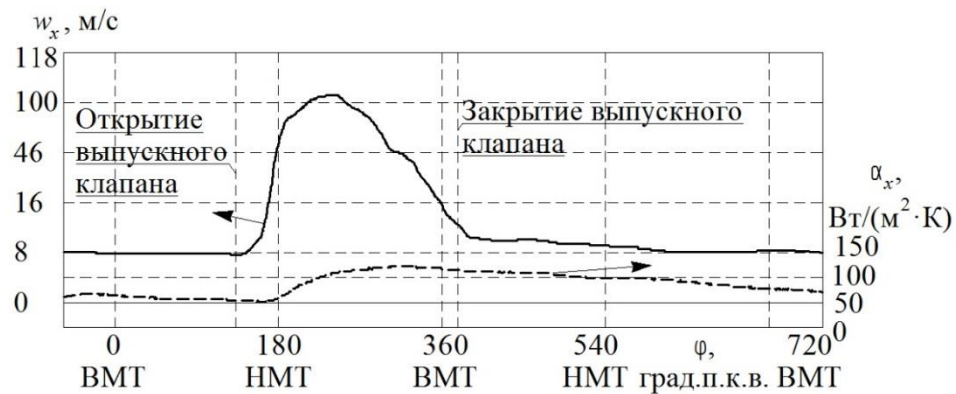


Рисунок 4.33 – Зависимости местных ($l_x = 140 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе двигателя с турбокомпрессором при избыточном

давлении на выпуске $p_b = 2,0 \text{ бар}$ и для разных n :

а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

При определении газодинамических условий локальной теплоотдачи в выпускном трубопроводе ДВС с турбонаддувом установлено (рисунки 4.32 и 4.33), что пульсации скорости потока воздуха наиболее выражены при низких частотах

вращения коленвала, что сказывается на изменении локального коэффициента теплоотдачи: с увеличением частоты вращения коленвала n зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ становится более гладкой (снижаются амплитуды пульсаций α_x в течение всего рабочего цикла поршневого двигателя) [170]. Данная закономерность характерна для всех исследуемых значений избыточного давления на выпуске p_b .

Газодинамические условия течения газовых потоков в выпускном трубопроводе оказывают воздействие на интенсивность мгновенной локальной теплоотдачи также тем, что возникает некоторое запаздывание по углу φ изменения мгновенной теплоотдачи от изменения скорости потока воздуха на величину $\Delta\varphi$ (рисунки 4.32 и 4.33). Величина $\Delta\varphi$ составляет от 25 до 50 град. п.к.в. и зависит от n и p_b . При этом, как и в случае двигателя без турбонаддува, угол $\Delta\varphi$ увеличивается с ростом частоты вращения коленвала, что характерно для всех значений давления p_b .

Из рисунков 4.32 и 4.33 также видно, что при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1$ бар максимумы α_x составляют приблизительно 122, 107 и 111 Вт/(м²·К) при частотах вращения коленчатого вала 600, 1500 и 3000 мин⁻¹, соответственно, а при $p_b = 2$ бар максимумы α_x составляют 175, 152 и 126 Вт/(м²·К) также при n равных 600, 1500 и 3000 мин⁻¹, соответственно. Таким образом, установлено, что с увеличением частоты вращения коленвала происходит снижение максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи (на 9-27 %) в выпускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом.

Влияние величины избыточного давления выпуска на интенсивность локальной теплоотдачи в выпускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом можно проследить, если обратиться к рисунку 4.34, на котором представлены зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе при различных значениях p_b и для разных n .

Из рисунка видно, что с ростом давления p_b происходит увеличение интенсивности локальной теплоотдачи, что наиболее характерно для низких частот вращения коленчатого вала. Так, при $n = 600$ мин⁻¹ рост интенсивности теплоотдачи составляет около 20 %, тогда как при $n = 3000$ мин⁻¹ – менее 4 % (что находится в пределах погрешности экспериментов).

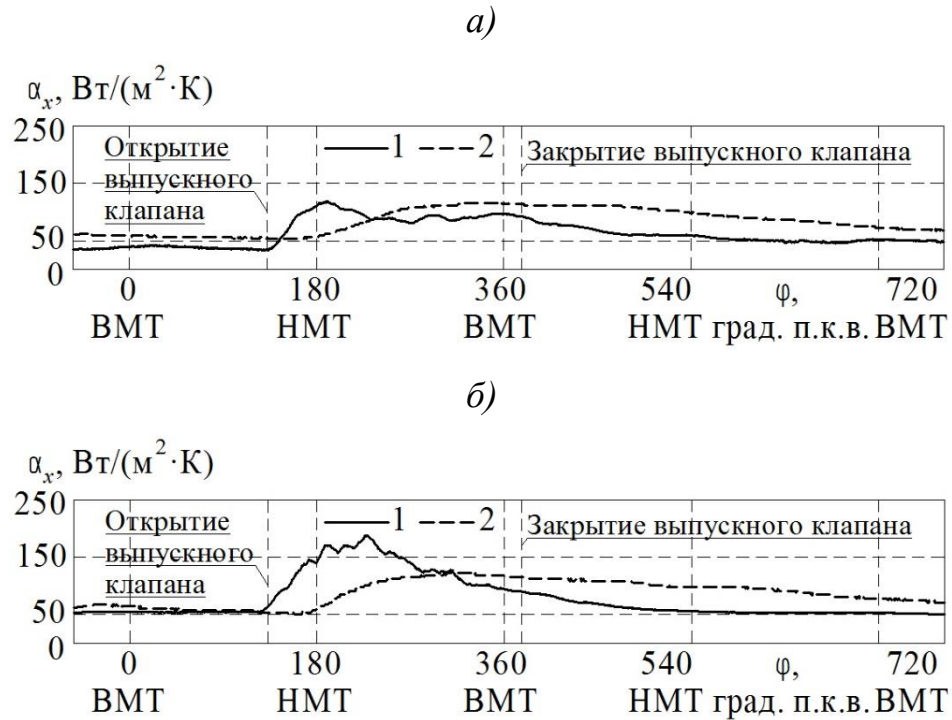


Рисунок 4.34 – Зависимость локального ($l_x = 140$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом при разных избыточных давлениях на выпуске p_b и для разных n :

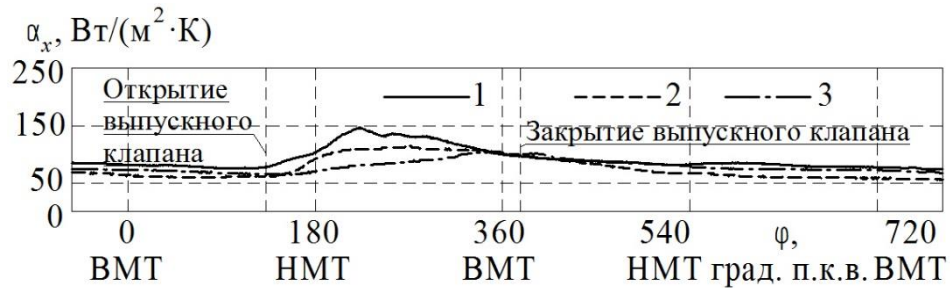
$$1 - n = 600 \text{ мин}^{-1}; 2 - n = 3000 \text{ мин}^{-1}$$

$$a - p_b = 1,0 \text{ бар}; б - p_b = 2,0$$

Установлено, что при низких значениях частот вращения коленвала n максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи увеличиваются на величину до 40 % при росте избыточного давления выпуска в два раза (с 1 бар до 2 бар). При высоких значениях n и увеличении давления p_b максимальные значения α_x фактически не изменяются.

Далее рассмотрим влияние длины выпускного трубопровода двигателя с турбонаддувом на интенсивность теплоотдачи в ней. На рисунке 4.35 показаны зависимости мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ по длине выпускного трубопровода при разных избыточных давлениях на выпуск p_b для постоянной $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

а)



б)

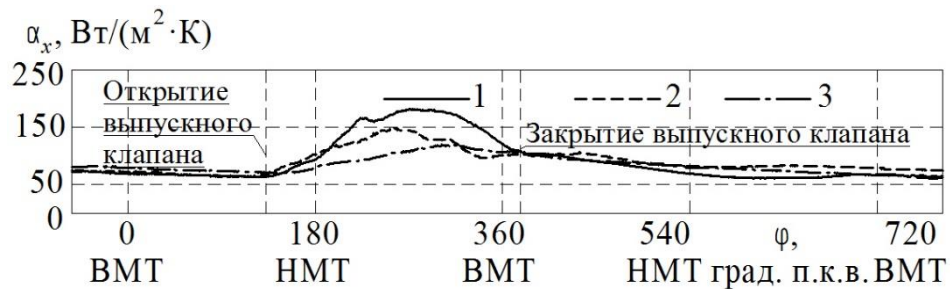


Рисунок 4.35 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = \text{var}$) коэффициентов теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом при разных избыточных давлениях p_b для частоты вращения коленвала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$: а – $p_b = 1,0 \text{ бар}$; б – $p_b = 2,0$
Контрольные сечения: 1 – $l_x = 40 \text{ мм}$; 2 – $l_x = 140$; 3 – $l_x = 340$

Из рисунка видно, что максимальные величины локального коэффициента теплоотдачи наблюдаются в контрольном сечении на расстоянии $l_x = 40 \text{ мм}$ (в ближайшем сечении к выпускному окну в головке цилиндра); α_x в нем составляет приблизительно 150 и 175 Вт/(м²·К) для избыточного давления $p_b = 1$ и 2 бара, соответственно. По мере удаления контрольного сечения от выпускного окна в головке цилиндра интенсивность теплоотдачи снижается, а кривая $\alpha_x = f(\varphi)$ становится более гладкой. Таким образом, можно предположить, что наиболее теплонапряженный участок выпускного трубопровода находится в непосредственной близости у выпускного окна головки блока.

По мере удаления контрольного сечения от выпускного окна в головке блока интенсивность теплоотдачи в выпускном трубопроводе снижается на 10-40 % в зависимости от величины избыточного давления выпуска и частоты вращения коленвала двигателя с турбонаддувом.

На основе данных экспериментов были получены эмпирические уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи в выпускном трубопроводе поршневого двигателя с турбонаддувом. Среднеквадратичное отклонение расчетных величин от результатов опытов составляет 12 %. Аппроксимация экспериментальных данных осуществлялась методом наименьших квадратов. Как и в случае безнаддувного двигателя зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ была поделена на два участка – подъема (диапазон угла φ от 140° до 320°) и спада (угол φ от 320° до 500°) с целью упрощения уравнений и дальнейшего удобства их использования в инженерной практике. Уравнения для вычисления локального числа Нуссельта Nu_x (α_x) в выпускном трубопроводе для поршневого двигателя (размерности 8,2/7,1) с турбонаддувом (ТКР-6) имеют следующий вид:

- для стадии подъема (угол φ от 140° до 320°):

$$Nu_x^I = 14,5 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{\varphi - 140}{\varphi_{\max}} \right)^{0,81} \cdot \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^{0,53} \cdot \left(\frac{l_x}{l_{\max}} \right)^{1,05} \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_{\text{кр}}} \right)^{-0,8} \cdot Pr_t^3; \quad (4.9)$$

- для стадии спада (угол φ от 320° до 500°):

$$Nu_x^{II} = 24,7 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{500 - \varphi}{\varphi_{\max}} \right)^{0,94} \cdot \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^{0,67} \cdot \left(\frac{l_x}{l_{\max}} \right)^{1,05} \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_{\text{кр}}} \right)^{-0,8} \cdot Pr_t^3, \quad (4.10)$$

где Pr_t – число Прандтля; $\beta = \frac{p_0}{p_b}$ – отношение давлений; p_0 – барометрическое давление, бар; p_b – начальное абсолютное давление в цилиндре при выпуске, бар; $\beta_{\text{кр}}$ – критическое отношение давлений ($\beta_{\text{кр}} = 0,546$); l_x – расстояние от выпускного окна в головке до контрольного сечения (l_x от 0,02 до 0,3 м); l – длина выпускного трубопровода ($l_{\max} = 0,3$ м); n – частота вращения коленвала (n от 800 до 3000 мин⁻¹); n_{\max} – максимальная частота вращения коленвала ($n_{\max} = 3000$ мин⁻¹); φ – угол поворота коленвала (диапазон φ от 140° до 500°); φ_{\max} – максимальный угол поворота коленвала ($\varphi_{\max} = 720^\circ$).

Таким образом, проведенное комплексное исследование процессов в выпускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом показало, что установка турбокомпрессора в газовоздушном тракте значительно влияет на газодинамику и теплообмен процесса выпуска. Наличие турбонаддува в выпускной системе поршневого ДВС приводит к сглаживанию пульсаций скорости и давления газового потока в

трубопроводе, а также снижению интенсивности теплоотдачи в нем [175; 212]. Показано, что при установке турбокомпрессора происходит перестройка газодинамической структуры течения в выпускном трубопроводе, что оказывает влияние на теплообменные характеристики процесса выпуска в двигателе. Это подтверждает тот факт, что при расчете, исследовании и совершенствовании процесса выпуска необходимо учитывать газодинамическую нестационарность, свойственную этому процессу [170]. Также необходимо использовать эмпирические уравнения локального теплообмена с учетом динамики рассматриваемого процесса для конкретного типоразмера и режима работы двигателя.

4.4. Совершенствование теплообменных характеристик процессов газообмена поршневых двигателей внутреннего сгорания

4.4.1. Совершенствование теплообменных характеристик процессов газообмена в двигателях без наддува

В данном разделе рассмотрим один из способов оптимизации локального теплообмена в газоздушных трактах поршневых двигателей без турбонаддува. Как отмечалось ранее, одним из способов совершенствования газодинамики во впускных и выпускных трубопроводах является поперечное профилирование каналов. Это приводит к существенному изменению газодинамических параметров газовых потоков в трубопроводах (см. главу 3), что должно оказать влияние и на зависимости локального коэффициента теплоотдачи. Соответственно, в данном разделе рассмотрим влияние конфигурации, а именно, влияние формы поперечного сечения впускного и выпускного трубопроводов поршневого ДВС без наддува на локальный коэффициент теплоотдачи в условиях газодинамической нестационарности.

Начнем с совершенствования теплообменных характеристик течения газовых потоков во впускном трубопроводе. Интенсивность локальной теплоотдачи для впускного трубопровода постоянного круглого поперечного сечения представлены в подразделе 4.2.1. В данном подразделе рассмотрим результаты исследований

впускных трубопроводов, имеющих профилированный участок с поперечным сечением в форме квадрата и равностороннего треугольника.

Актуализируем конфигурацию впускного тракта и места установки датчиков термоанемометров, которая представлена на рисунке 4.36. Напомним, что в данной работе использовались профилированные участки 3 с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника. Эквивалентный (гидравлический) диаметр $d_э$ равнялся 32 мм для всех профилированных участков, а их длина составляла примерно 30 % от общей длины впускного тракта. Конфигурация и основные геометрические параметры профилированных участков представлены в главе 3.

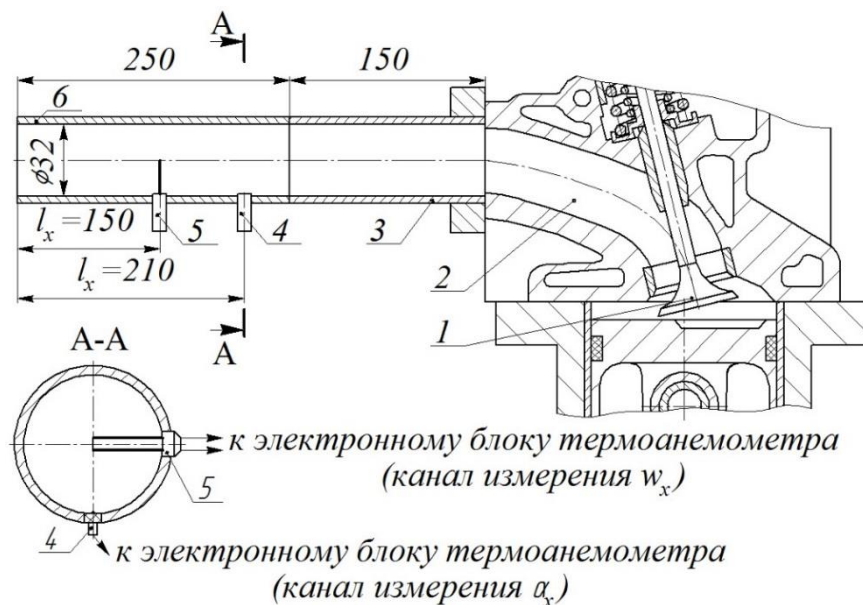
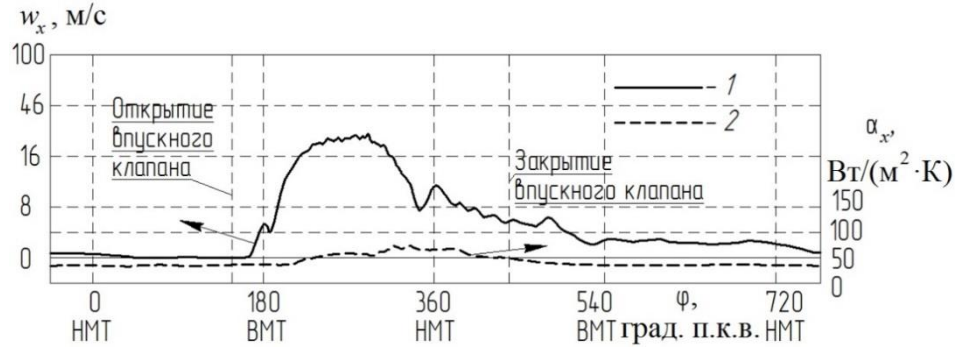


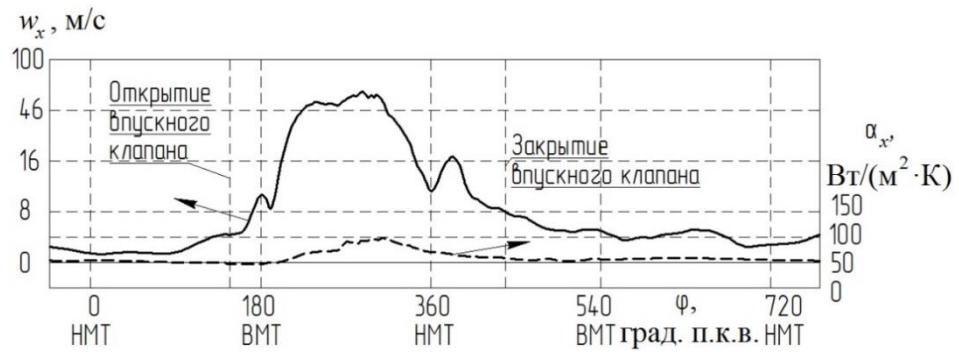
Рисунок 4.36 – Исследуемый впускной тракт экспериментальной установки:
1 – впускной клапан; 2 – канал в головке; 3 – впускной трубопровод (профилированный участок); 4 – датчик термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи; 5 – датчик термоанемометра для определения скорости газового потока; 6 – измерительный канал с датчиками

Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе с использованием участков квадратного и треугольного поперечного сечений при разных частотах вращения n представлены на рисунках 4.37 и 4.38.

а)



б)



в)

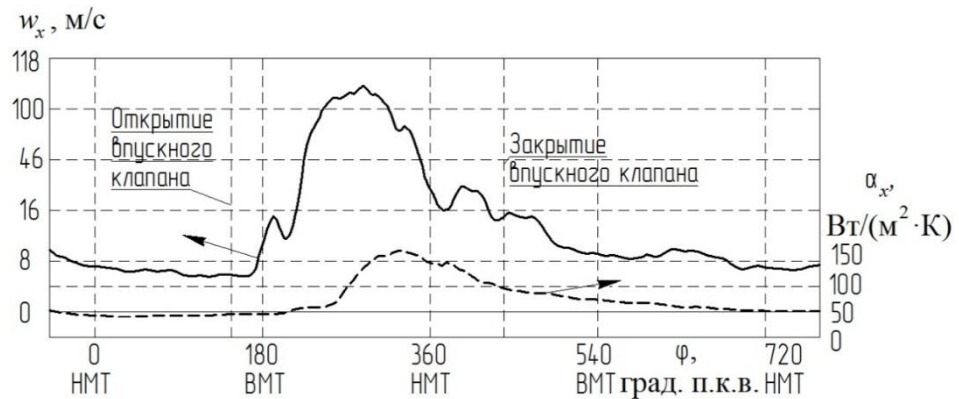
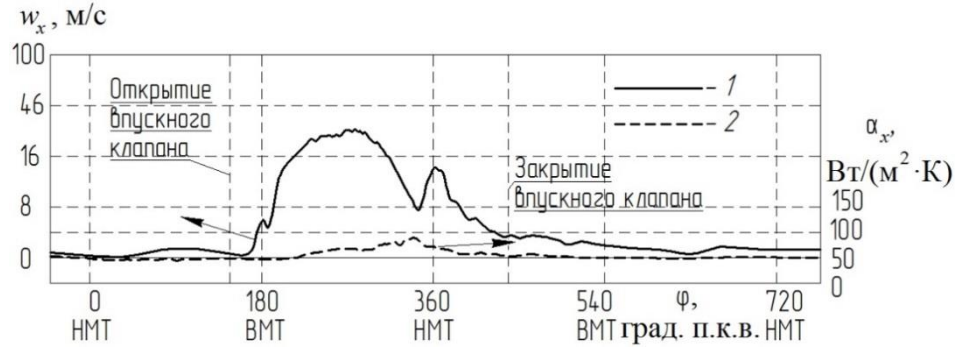
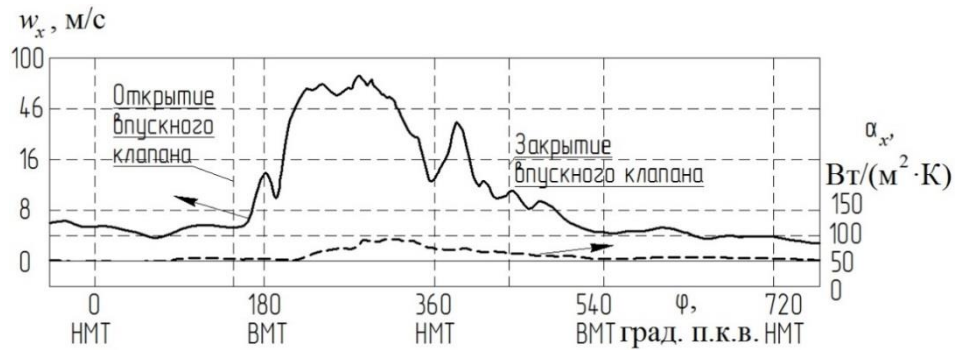


Рисунок 4.37 – Зависимости локальных ($l_x = 210 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала ϕ во впускном трубопроводе с поперечным сечением в форме квадрата при разных частотах вращения коленвала n : а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

а)



б)



в)



Рисунок 4.38 – Зависимости локальных ($l_x = 210 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленчатого вала ϕ во впускном трубопроводе с поперечным сечением в форме треугольника при разных частотах вращения коленвала n : а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

Из рисунков 4.37 и 4.38 видно, что закономерность изменения локальной теплоотдачи при использовании профилированных участков во впускной системе поршневого ДВС несущественно отличается от локальной теплоотдачи в трубопро-

водах с поперечным сечением в форме круга. Необходимо подчеркнуть, что максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи α_x несколько меньше (на величину от 5 до 20 %) при наличии профилированных участков во впускном трубопроводе, особенно это характерно для каналов с треугольным поперечным сечением, чем во впускной системе с традиционным «круглым» сечением. Наибольший спад α_x (на 10-20 %) наблюдается для высоких значений частот вращения коленвала (при n около 3000 мин⁻¹) [59; 60]. Такая закономерность снижения интенсивности локальной теплоотдачи в профилированных трубопроводах характерна для всех контрольных сечений.

Для впускных трубопроводов с профилированными участками с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника также наблюдается некоторое запаздывание по углу φ изменения локальной теплоотдачи по отношению к местной скорости газового потока на угол $\Delta\varphi$. При этом величина $\Delta\varphi$ уменьшается при использовании профилированных трубопроводов. Так, в традиционной впускной системе с круглым поперечным сечением $\Delta\varphi$ достигает 50 град. п.к.в., а при использовании участков с квадратным и треугольным поперечным сечением $\Delta\varphi$ около 30° и $\Delta\varphi \approx 35^\circ$, соответственно [219; 241]. При этом нарастание и спад кривой теплоотдачи происходит приблизительно с одинаковой интенсивностью (рисунки 4.37 и 4.38). Такая закономерность изменения локальной теплоотдачи характерна для всех частот вращения коленчатого вала n и для всех контрольных сечений впускного трубопровода поршневого двигателя.

На рисунке 4.39 представлены зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе с профилированными участками с разными поперечными сечениями (квадратным и треугольным).

Из рисунка 4.39, *а* видно, что при низких частотах вращения коленвала влияние формы поперечного сечения профилированного участка трубопровода практически отсутствует: отклонение значений локальной теплоотдачи находится в пределах систематической погрешности измерений (около 10 %). При высоких (при n

порядка 3000 мин^{-1}) частотах вращения коленвала (рисунок 4.39, б) можно отметить более существенные отличия коэффициентов α_x (наблюдается снижение α_x вплоть до 22 %). Данная динамика изменения α_x характерна для всех контрольных сечений и всех конфигурациях впускного трубопровода.

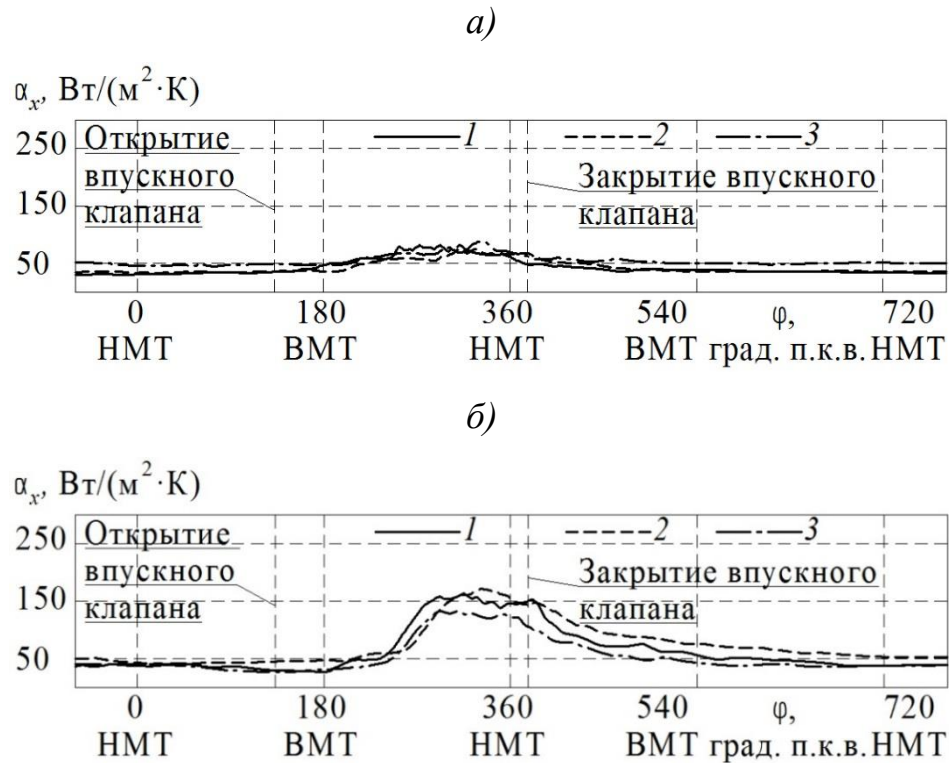


Рисунок 4.39 – Зависимость мгновенного локального ($l_x = 150 \text{ мм}$) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ во впускной системе разной конфигурации для разных n : а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Поперечное сечение участка: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Можно констатировать, что поперечное профилирование впускного трубопровода двигателя внутреннего сгорания снижает интенсивность локальной теплоотдачи. Таким образом можно управлять тепломеханическими характеристиками потока во впускной системе поршневого ДВС. При этом, при прочих равных условиях, снижение интенсивности α_x должно положительно сказаться на рабочем процессе двигателя и, в частности, на наполнение цилиндра свежим зарядом. Поскольку снижение интенсивности теплоотдачи приведет к меньшему подогреву

свежего заряда от стенок впускного трубопровода, а следовательно, увеличится массовое наполнение цилиндра за счет большей плотности заряда.

Также, следует отметить, что снижение интенсивности локальной теплоотдачи при использовании профилированных вставок во впускном трубопроводе окажет положительное влияние на его тепловую напряженность, а, следовательно, повысится надежность элементов впускной системы поршневого ДВС.

На основании представленных экспериментальных данных видно, существует общая закономерность изменения локального коэффициента теплоотдачи при всех исследованных конфигурациях впускного трубопровода (с профилированными участками и без них): области начала ($\varphi \sim 270^\circ$) и окончания ($\varphi \sim 540^\circ$) существенного изменения α_x , область максимальных значений α_x ($\varphi \sim 320^\circ$) и вид кривой $\alpha_x = f(\varphi)$ [175; 219; 241]. И соответственно, при выполнении расчетов мгновенной локальной теплоотдачи α_x влияние формы поперечного сечения впускного трубопровода можно учесть с помощью поправочного коэффициента. Тогда расчетные уравнения для α_x , Вт/(м²·К), приведенные выше, примут вид [189]:

- для стадии подъема (угол φ в диапазоне от 280° до 400°):

$$\alpha_x^I = 35,1 \cdot n^{0,31} \cdot l_x^{0,11} (\varphi - 275)^{0,82} \cdot 3,3 \cdot 10^3 \cdot (T - 273) \cdot K_\Phi, \quad (4.11)$$

- для стадии спада (угол φ в диапазоне от 400° до 720°):

$$\alpha_x^{II} = 8,1 \cdot 10^5 \cdot n^{0,31} \cdot l_x^{0,11} \cdot (\varphi - 275)^{-1,25} \cdot 3,3 \cdot 10^3 \cdot (T - 273) \cdot K_\Phi, \quad (4.12)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹ (диапазон n от 600 до 3000); φ – угол поворота коленчатого вала, град. п.к.в. (угол φ от 280 до 720); T – температура окружающей среды, К (T от 233 до 313), l_x – расстояние от входа в канал до расчетного сечения, м (l_x от 0,10 до 0,22); K_Φ – поправочный коэффициент на форму поперечного сечения профилированного участка. Для «квадратного» участка $K_\Phi = f(n) = 0,9\text{--}0,94$; для треугольного поперечного сечения – $K_\Phi = f(n) = 0,78\text{--}0,9$.

Далее рассмотрим совершенствование теплообменных характеристик течения газовых потоков в выпускном трубопроводе поршневого ДВС также с помощью его поперечного профилирования.

Основными задачами данной части работы являются получение дополнительных данных о тепломеханических характеристиках газовых потоков в выпускном трубопроводе поршневого двигателя без турбонаддува, поиск способов управления интенсивностью локальной теплоотдачи в выпускной системе двигателя, а также разработка конструктивных способов совершенствования выпускных трубопроводов, направленных на повышение их надежности.

В данном исследовании для совершенствования процессов в выпускном трубопроводе также использовались профилированные участки с поперечными сечениями в форме квадрата и равностороннего треугольника. Для всех трубопроводов эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 участка равнялся 30 мм, а его длина составляла приблизительно 30 % от общей длины выпускного тракта.

На рисунке 4.40 представлена конфигурация исследуемого выпускного тракта экспериментальной установки (натурной модели ДВС) и места установки датчиков термоанемометра.

Напомним, что к выпускному окну головке цилиндра 2 устанавливался измерительный канал 4 (выпускной трубопровод с профилированным участком) общей длиной $l = 400$ мм. В контрольных сечениях трубопровода ($l_1 = 20$ мм, $l_2 = 140$ мм, $l_3 = 340$ мм) монтировались датчики термоанемометра 5 и 6. Более подробно экспериментальная установка описана в главе 3, а средства измерений и система сбора данных – выше в данной главе.

Актуализируем, что анализ газодинамики (амплитудно-частотных спектров скорости газовых потоков, скоростных и расходных характеристик) и локального теплообмена процессов в выпускном трубопроводе круглого поперечного сечения поршневого ДВС показал, что с ростом частоты вращения коленчатого вала n газодинамика процесса выпуска изменяется и происходит смена режима течения потока газа, соответственно, это приводит к трансформации зависимости локального коэффициента теплоотдачи от угла φ .

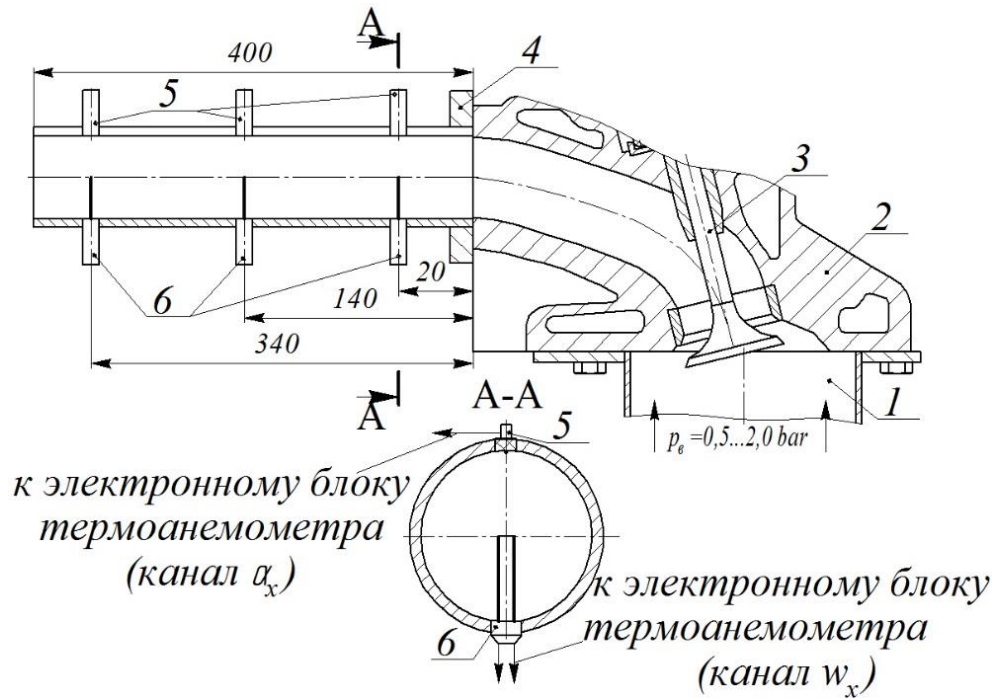
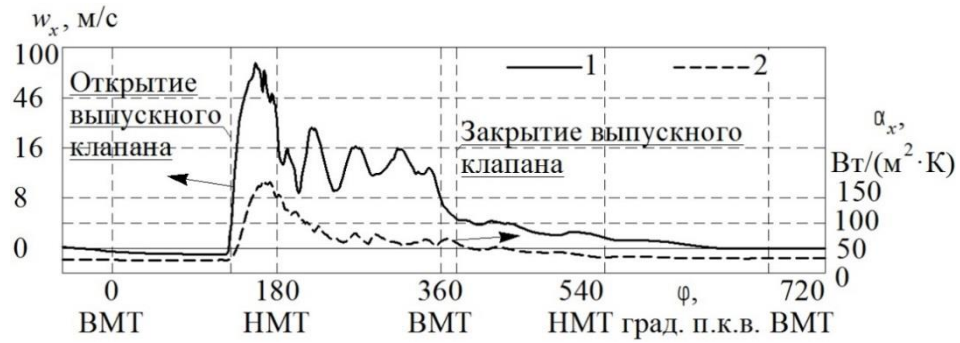


Рисунок 4.40 – Конфигурация исследуемого выпускного тракта экспериментальной установки: 1 – цилиндр; 2 – головка цилиндра; 3 – выпускной клапан; 4 – выпускной трубопровод (измерительный канал); 5 – датчики термоанемометра для определения локальной теплоотдачи; 6 – датчики термоанемометра для определения скорости газового потока

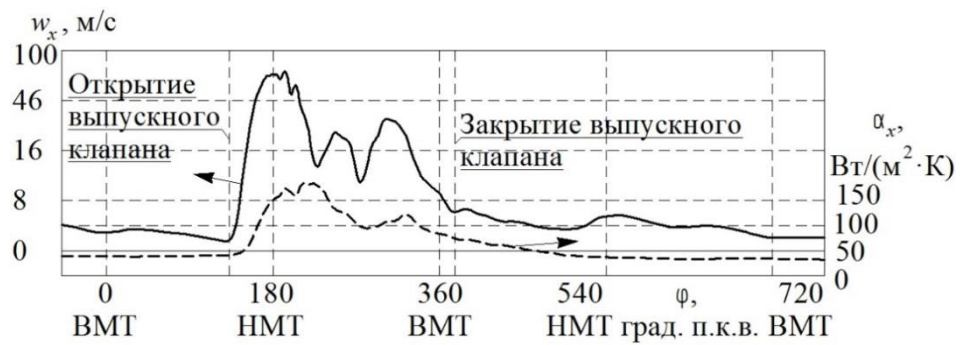
При этом, было установлено, что в выпускном трубопроводе поршневого ДВС имеет место довольно высокий уровень интенсивности теплоотдачи, поэтому необходимо обеспечить снижение интенсивности и пульсаций α_x с целью уменьшения температурных напряжений элементов выпускной системы и цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания.

Далее рассмотрим теплообменные характеристики потока отработавших газов в выпускном трубопроводе поршневого ДВС с профилированными участками с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника (рисунки 4.41-4.44).

а)



б)



в)

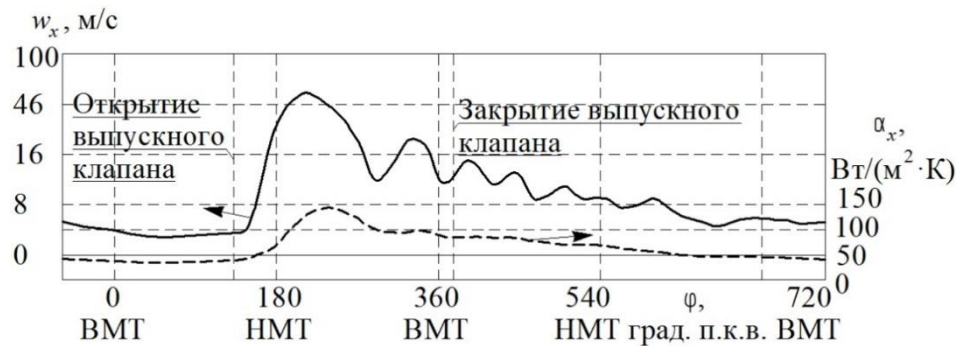


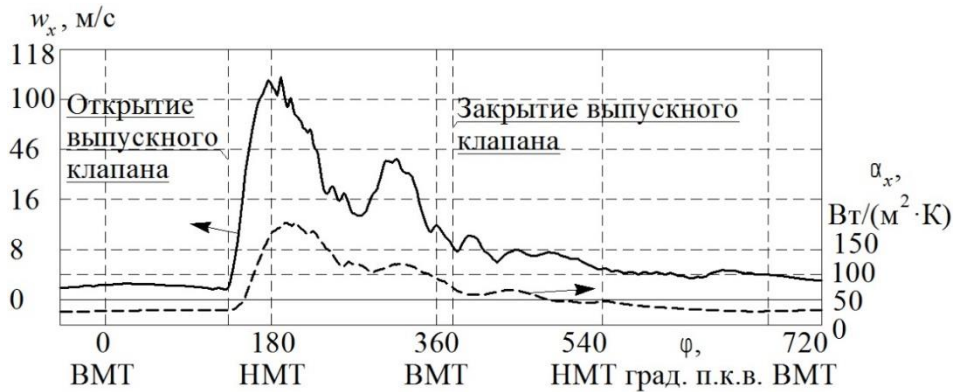
Рисунок 4.41 – Зависимости местных ($l_x = 140$ мм) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе с участком с поперечным сечением в форме квадрата при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0$ бар для разных частот вращения коленвала n :

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500; \quad в - n = 3000$$

а)



б)



в)

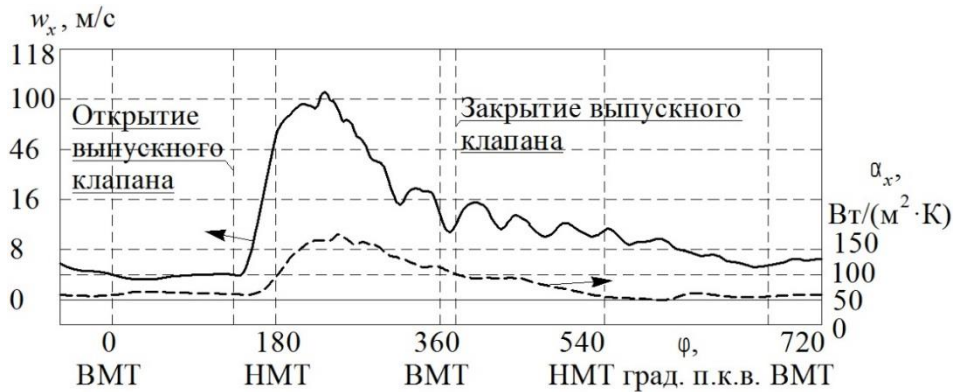
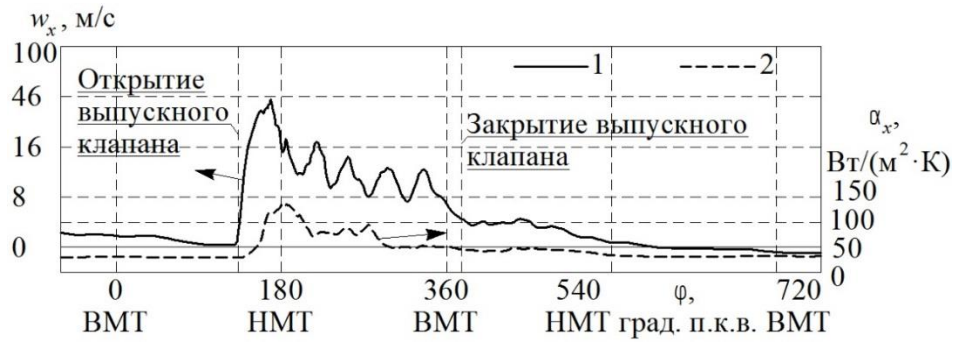


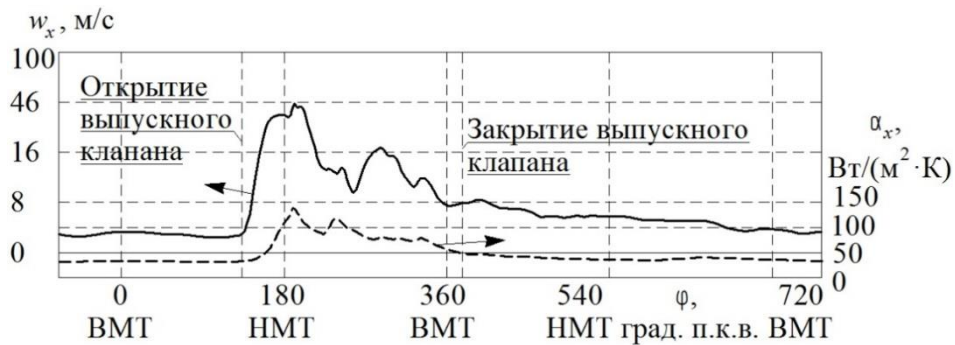
Рисунок 4.42 – Зависимости местных ($l_x = 140 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе с участком с поперечным сечением в форме квадрата при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0 \text{ бар}$ для разных частот вращения коленвала n :

$$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad б - n = 1500; \quad в - n = 3000$$

а)



б)



в)

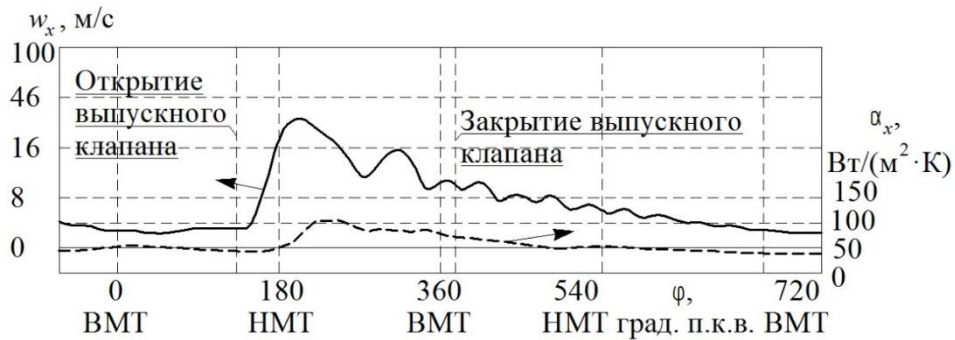
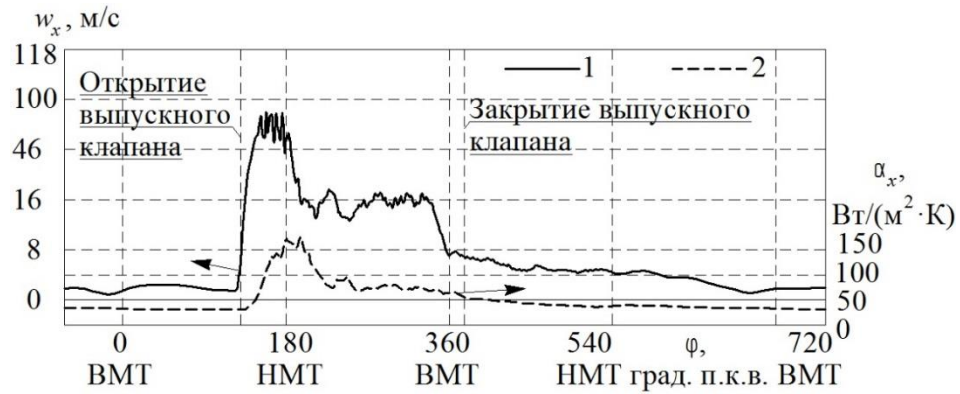
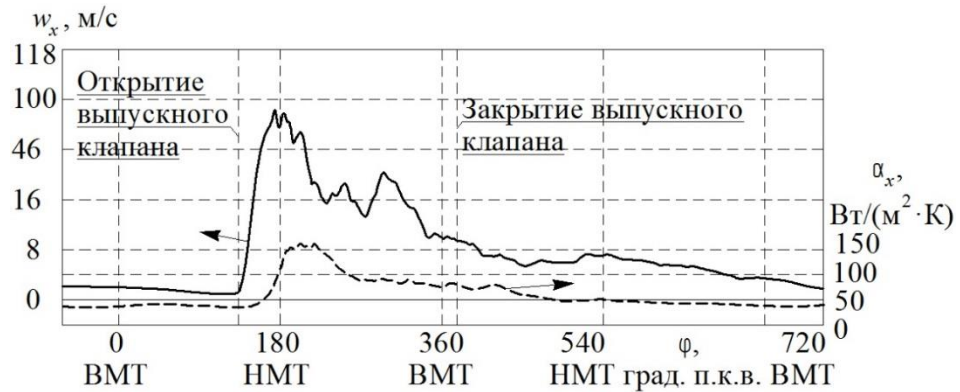


Рисунок 4.43 – Зависимости местных ($l_x = 140 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе с участком с поперечным сечением в форме треугольника при избыточном давлении на выпуске $p_b = 1,0 \text{ бар}$ для разных частот вращения коленвала n : а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

а)



б)



в)

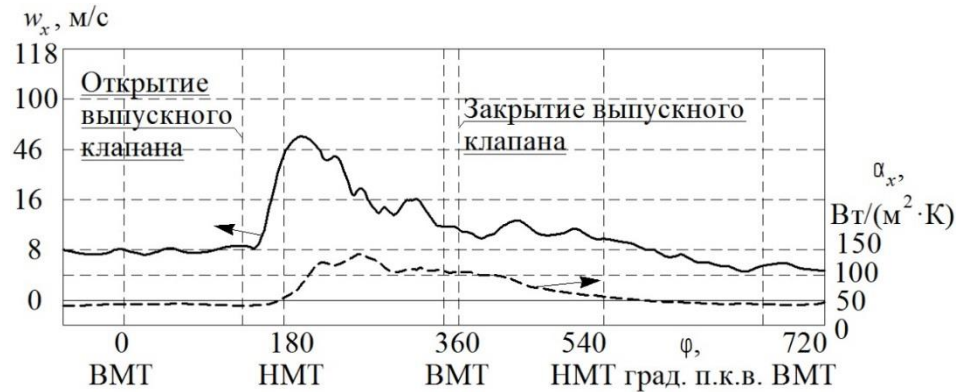


Рисунок 4.44 – Зависимости местных ($l_x = 140 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ в выпускном трубопроводе с участком с поперечным сечением в форме треугольника при избыточном давлении на выпуске $p_b = 2,0 \text{ бар}$ для разных частот вращения коленвала n : а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1500$; в – $n = 3000$

Из рисунков видно, что форма и характер изменения локального коэффициента теплоотдачи в выпускном трубопроводе с участками с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника идентичен таковому, как и в выпускном трубопроводе постоянного круглого сечения. Можно отметить, примерно один и тот же момент начала интенсивного роста и спада локального коэффициента теплоотдачи в выпускных трубопроводах разной конфигурации при всех частотах вращения коленчатого вала и избыточных давлениях выпуска. Период роста интенсивности теплоотдачи составляет примерно от 150 до 290 град. п.к.в., а период спада находится в диапазоне φ от 290 до 430 град. п.к.в.

При этом, как и в случае с выпускным трубопроводом постоянного круглого поперечного сечения, в профилированных выпускных трубопроводах с увеличением частоты вращения коленчатого вала наблюдается сглаживание зависимости $\alpha_x = f(\varphi)$, т. е. уменьшаются амплитуды пульсаций α_x в течение всего рабочего цикла поршневого ДВС.

Установлено, что локальный коэффициент теплоотдачи α_x в профилированном выпускном тракте также наиболее существенно зависит от избыточного давления на выпуске p_b , угла поворота коленчатого вала φ и частоты вращения коленчатого вала n поршневого двигателя.

Для того чтобы более детально оценить степень влияния профилированных вставок в выпускном трубопроводе обратимся к рисунку 4.45. На нем для сравнения представлены зависимости мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе с участками с разными поперечными сечениями от угла поворота коленчатого вала φ при избыточных давлениях 1,0 и 2,0 бар и частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Из рисунка 4.45 видно, что интенсивность теплоотдачи в выпускном трубопроводе круглого поперечного сечения и трубопроводе с участком с квадратным поперечным сечением фактически одинакова (отличия составляют около 10-15 % и находится в пределах погрешности). Это характерно для всех значений избыточного давления на выпуске и частот вращения коленчатого вала.

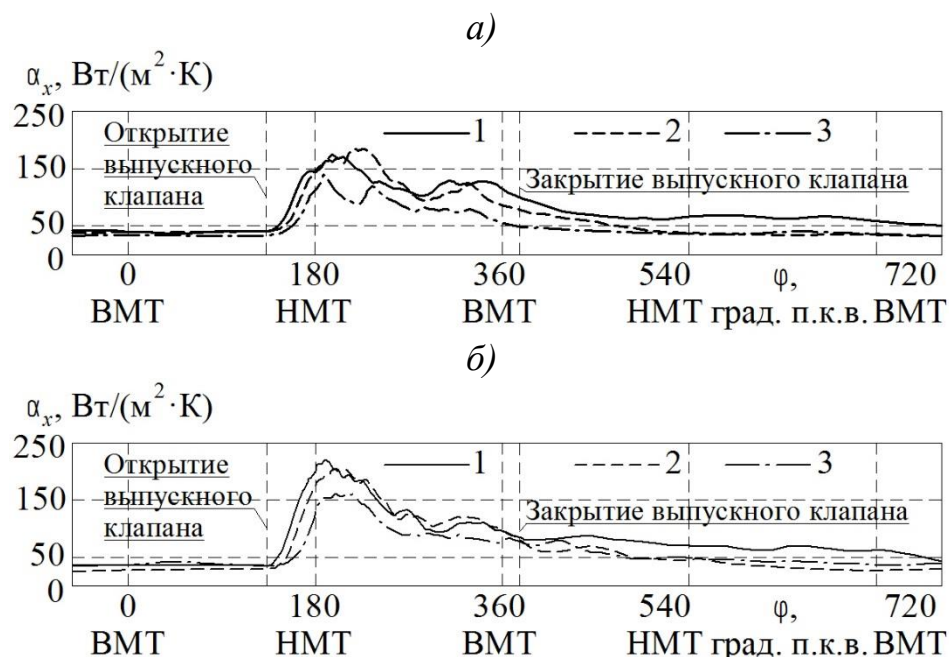


Рисунок 4.45 – Зависимости мгновенных локальных ($l_x = 140$ мм) коэффициентов теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе с участками с разными поперечными сечениями от угла поворота коленчатого вала φ при $n = 1500$ мин⁻¹ и разных значениях p_b : а – 1,0 бар; б – 2,0 бар

Поперечное сечение участков: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Установлено, что в выпускном трубопроводе с участком треугольного поперечного сечения снижение интенсивности и максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи; это снижение α_x находится в диапазоне 10-35 % при частотах вращения n от 600 до 1500 мин⁻¹ и около 20 % при $n = 3000$ мин⁻¹ (рисунки 4.43-4.45) [205]. При этом вид кривой $\alpha_x = f(\varphi)$ в выпускном трубопроводе с профилированными участками более гладкий (происходит снижение амплитуд пульсаций α_x во всем диапазоне угла φ) по сравнению с трубопроводом постоянного круглого сечения.

Обнаруженный эффект свидетельствует о том, что при использовании выпускного трубопровода с профилированным участком в форме равностороннего треугольника в стенки трубопровода «уходит» меньше тепла, соответственно, снижается тепловая напряженность элементов выпускной системы, а также оно может увеличить работоспособность потока отработавших газов в турбине турбокомпрессора в случае двигателя с турбонаддувом.

На основе данных экспериментов были получены эмпирические уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи в выпускном трубопроводе с профилированными участками. При этом анализ полученных экспериментальных данных показал, что при выполнении расчетов мгновенной локальной теплоотдачи α_x влияние формы поперечного сечения выпускного трубопровода можно учесть с помощью поправочного коэффициента. Аппроксимация экспериментальных данных осуществлялась методом наименьших квадратов. Среднеквадратичное отклонение расчетных величин от результатов опытов составляет 12 %. Зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$, как и в предыдущих случаях, была поделена на два участка – подъема (диапазон угла φ от 150° до 290°) и спада (угол φ от 290° до 430°) с целью упрощения уравнений и дальнейшего удобства их использования в инженерной практике. Уравнения для вычисления локального числа Нуссельта Nu_x (α_x) в выпускном трубопроводе с профилированными участками для поршневого двигателя внутреннего сгорания размерности 8,2/7,1 имеют следующий вид:

- для стадии подъема (диапазон изменения угла φ от 150° до 290°):

$$Nu_x^I = 3,65 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{\varphi - 140}{\varphi_{\max}}\right)^{0,73} \left(\frac{n}{n_{\max}}\right)^{0,23} \left(\frac{l_x}{l_{\max}}\right)^{1,15} \left(\frac{\beta}{\beta_{\text{кр}}}\right)^{-0,8} Pr_t^3 K_s + 50K_s; \quad (4.13)$$

- для стадии спада (диапазон изменения угла φ от 290° до 430°):

$$Nu_x^{II} = 2,9 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{440 - \varphi}{\varphi_{\max}}\right)^{0,9} \left(\frac{n}{n_{\max}}\right)^{0,5} \left(\frac{l_x}{l_{\max}}\right)^{1,15} \left(\frac{\beta}{\beta_{\text{кр}}}\right)^{-0,8} Pr_t^3 K_s + 75K_s, \quad (4.14)$$

где Pr_t – число Прандтля; $\beta = \frac{p_0}{p_b}$ – отношение давлений; p_0 – барометрическое давление, бар; p_b – начальное абсолютное давление в цилиндре при выпуске, бар; $\beta_{\text{кр}}$ – критическое отношение давлений ($\beta_{\text{кр}} = 0,546$); l_x – расстояние от выпускного окна в головке до контрольного сечения (l_x от 0,02 до 0,3 м); l – длина выпускного трубопровода ($l_{\max} = 0,3$ м); n – частота вращения коленвала (n от 800 до 3000 мин⁻¹); n_{\max} – максимальная частота вращения коленвала ($n_{\max} = 3000$ мин⁻¹); φ – угол поворота коленвала (диапазон φ от 150° до 430°); φ_{\max} – максимальный угол поворота коленвала ($\varphi_{\max} = 720^\circ$); K_s – коэффициент, учитывающий форму поперечного сечения выпускного трубопровода ДВС: для круглого поперечного сечения $K_s = 1$;

для трубопровода с участком с квадратным поперечным сечением $K_s = 0,45–0,55$; для треугольного участка $K_s = 0,55–0,65$.

Результаты данного этапа экспериментальных исследований показали, что использование профилированного участка в выпускном трубопроводе поршневого ДВС значительно влияет на теплообменные характеристики потока отработавших газов, что необходимо учитывать при проектировании новых конструкций газоздушных трактов двигателей и, конечно, при расчетах процессов газообмена и рабочего цикла поршневых ДВС в целом. Использование профилированного участка в выпускном трубопроводе двигателя без турбонаддува приводит к сглаживанию пульсаций локального коэффициента теплоотдачи. При этом наблюдается некоторое снижение интенсивности теплоотдачи в нем, что приведет к срабатыванию большего теплоперепада в турбине ТК при прочих равных условиях.

4.4.2. Совершенствование теплообменных характеристик потока в газоздушных трактах двигателей с наддувом

Напомним, что процессы во впускном трубопроводе поршневом ДВС с турбонаддувом сопровождаются сильными пульсационными эффектами, которые присущи как скорости потока воздуха, так и локальному коэффициенту теплоотдачи. Эти нестационарные явления влияют на работу деталей и узлов поршневого ДВС с турбонаддувом, в частности, приводят к повышению тепловых нагрузок на элементы впускной системы, а также снижают КПД турбокомпрессора и двигателя в целом. Результаты экспериментальных исследований влияния пульсаций давления во впускном трубопроводе дизеля семейства ЯМЗ-238 на КПД центробежного компрессора показали, что при амплитуде пульсаций давления потока воздуха около $0,005 \text{ МН/м}^2$ КПД компрессора уменьшается примерно на 2-3 % [182]. Поэтому одной из актуальных задач данного этапа исследований состояла в том, чтобы разработать способ снижения пульсаций скорости и давления газового потока, а также локального коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе поршневого двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом.

С целью оптимизации газодинамических условий течения потока воздуха во впускном трубопроводе, в частности, для снижения пульсаций скорости и давления, а также уменьшения интенсивности локальной теплоотдачи было изучено несколько вариантов конфигураций впускного трубопровода. В ходе выполнения данного этапа исследований использовались разные конфигурации трубопроводов (с разными поперечными сечениями, конфузторы и диффузоры, канавки и т.д.). Однако применение рассматриваемых конструктивных решений не привело к ожидаемым результатам по стабилизации течения и снижению пульсаций давления и скорости потока воздуха, а также локального коэффициента теплоотдачи.

Анализ литературы и результатов исследований позволил сделать вывод о том, что причиной интенсивных пульсаций потока газа во впускном трубопроводе поршневых ДВС может служить избыточная по отношению к поршневому двигателю производительность турбокомпрессора (ТК вырабатывает завышенный расход воздуха) на отдельных (частичных) режимах работы двигателя. Поэтому стабилизация потока воздуха (снижение пульсаций скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи) может быть достигнута сбросом определенной доли сжатого (наддувочного) воздуха $G^* = \frac{G_{\text{вып}}}{G_{\text{вып}} + G_{\text{двиг}}}$ из впускного трубопровода по-

сле компрессора, где $G_{\text{вып}}$ – среднее количество сбрасываемого (наддувочного) воздуха; $G_{\text{двиг}}$ – действительное количество воздуха, поступающего в двигатель.

Для практической реализации данного способа была создана автоматизированная система с электромагнитным клапаном, позволяющая сбрасывать в атмосферу от 5 до 50 % общего объема воздуха, подаваемого нагнетателем. Схема подобной системы описана и представлена в главах 3 и 5. Там же показаны результаты стабилизации газодинамики во впускном трубопроводе: при управляемом сбросе воздуха после ТК амплитуды пульсации давления и скорости потока уменьшаются в 3 раза при частоте вращения ротора $n_{\text{ТК}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$ и средних оборотах коленчатого вала, а при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – в 4 раза. Следует подчеркнуть, что при сбросе части наддувочного воздуха после компрессора ТК сохраняется массовый

расход воздуха, поступающего в двигатель, поскольку сбрасывается избыточное количество воздуха на данном режиме.

Рассмотрим влияние управляемого сброса избыточного количества сжатого (наддувочного) воздуха после компрессора ТК на интенсивность локальной теплоотдачи во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом. Для этого обратимся к рисункам 4.46 и 4.47, на которых представлены совмещенные зависимости местной скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе со сбросом части наддувочного воздуха и без для разной частоты вращения коленвала n и при разных частотах вращения ротора ТК n_{TK} .

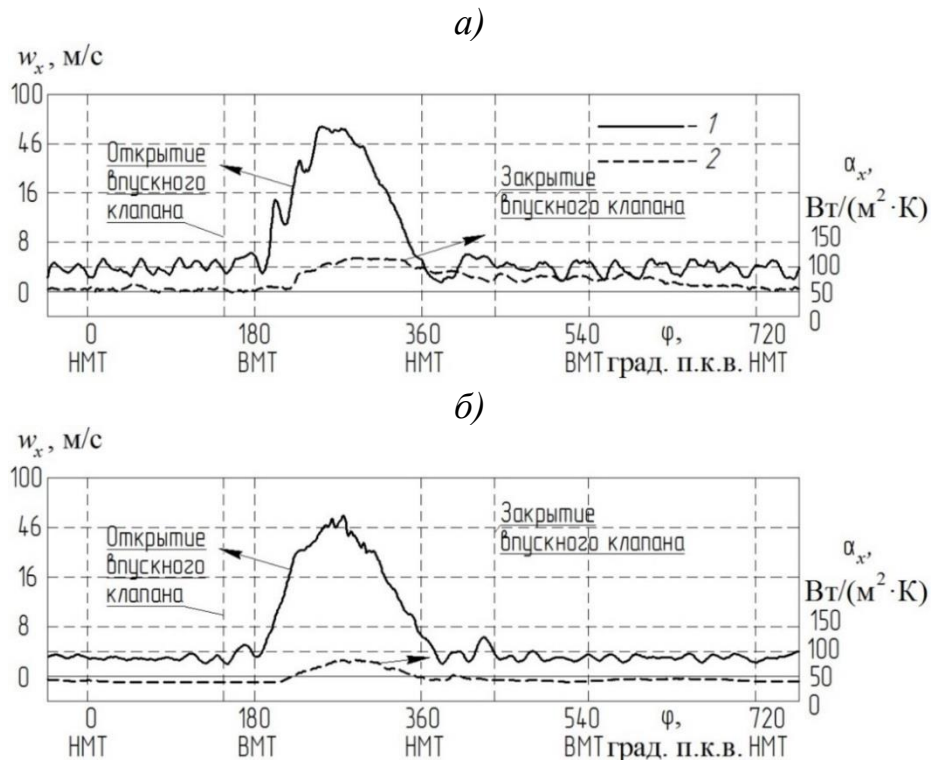


Рисунок 4.46 – Зависимости локальных ($l_x = 150$ мм) скорости потока воздуха w_x

(1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом для $n = 600$ мин⁻¹ и при частоте вращения ротора ТК $n_{TK} = 35000$ мин⁻¹ со сбросом части наддувочного воздуха и без: *а* – без сброса воздуха ($G^* = 0$); *б* – со сбросом ($G^* = 0,34$)

Из рисунков видно, что при управляемо сбросе части наддувочного воздуха во впускном трубопроводе сохраняется общая закономерность изменения локального

коэффициента теплоотдачи α_x , что характерно для всех частот вращения коленчатого вала и ротора турбокомпрессора. При этом наблюдается некоторое снижение максимальных значений α_x . Так, во впускном трубопроводе без сброса воздуха при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ (рисунок 4.46) локальный коэффициент теплоотдачи достигает величины примерно $120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тогда как в случае со сбросом воздуха – $75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. При этом можно отметить некоторое сглаживание зависимости $\alpha_x = f(\varphi)$.

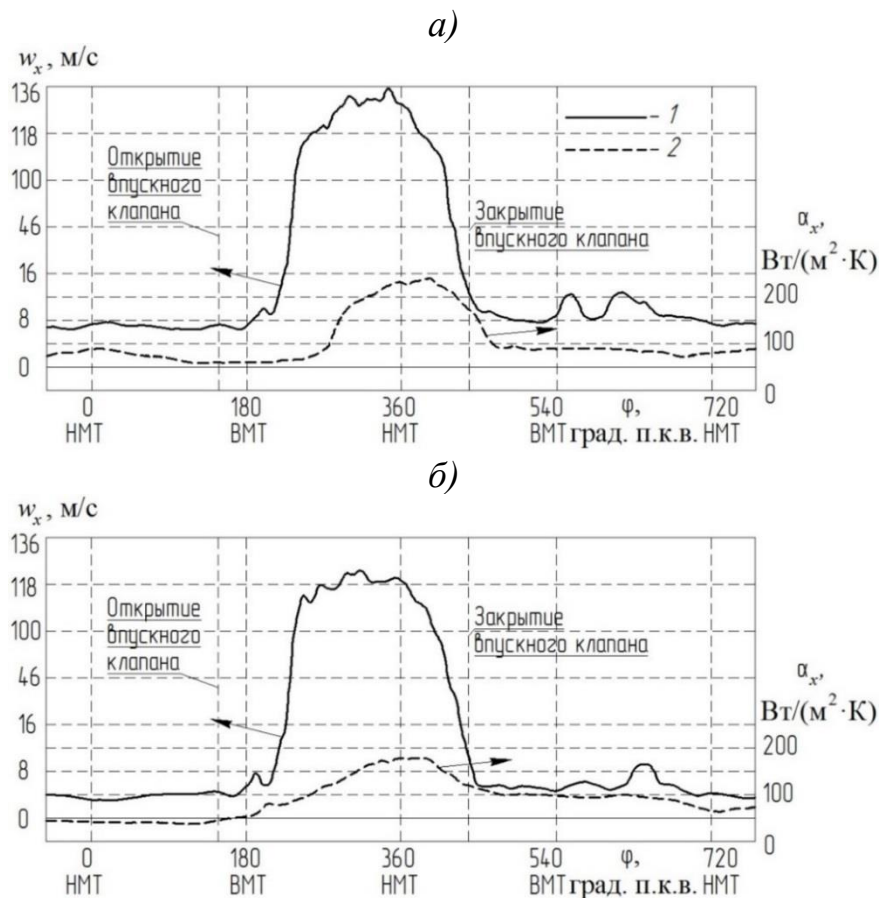


Рисунок 4.47 – Зависимости локальных ($l_x = 150 \text{ мм}$) скорости потока воздуха w_x (1) и коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и при частоте вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ со сбросом части наддувочного воздуха и без: *а* – без сброса воздуха ($G^* = 0$); *б* – со сбросом ($G^* = 0,12$)

Снижение интенсивности теплоотдачи и сглаживание пульсаций α_x во впускном трубопроводе должно положительно отразиться на рабочем процессе двигателя с турбонаддувом и тепловой напряженности деталей впускной системы.

Схожие эффекты уменьшения максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе в случае сброса части наддувочного воздуха наблюдаются и при высоких значениях частоты вращения коленвала двигателя с ТК. Снижение максимума зависимости $\alpha_x = f(\varphi)$ при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ (рисунок 4.47) составляет примерно 27 %.

Для того чтобы более детально изучить влияние сброса избыточного (наддувочного) воздуха после компрессора ТК на локальную теплоотдачу во впускном трубопроводе рассмотрим рисунок 4.48. На нем сопоставляются зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом для разной частоты вращения коленчатого вала n и при фиксированной частоте вращения ротора турбокомпрессора $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ с управляемым сбросом части наддувочного воздуха и без.

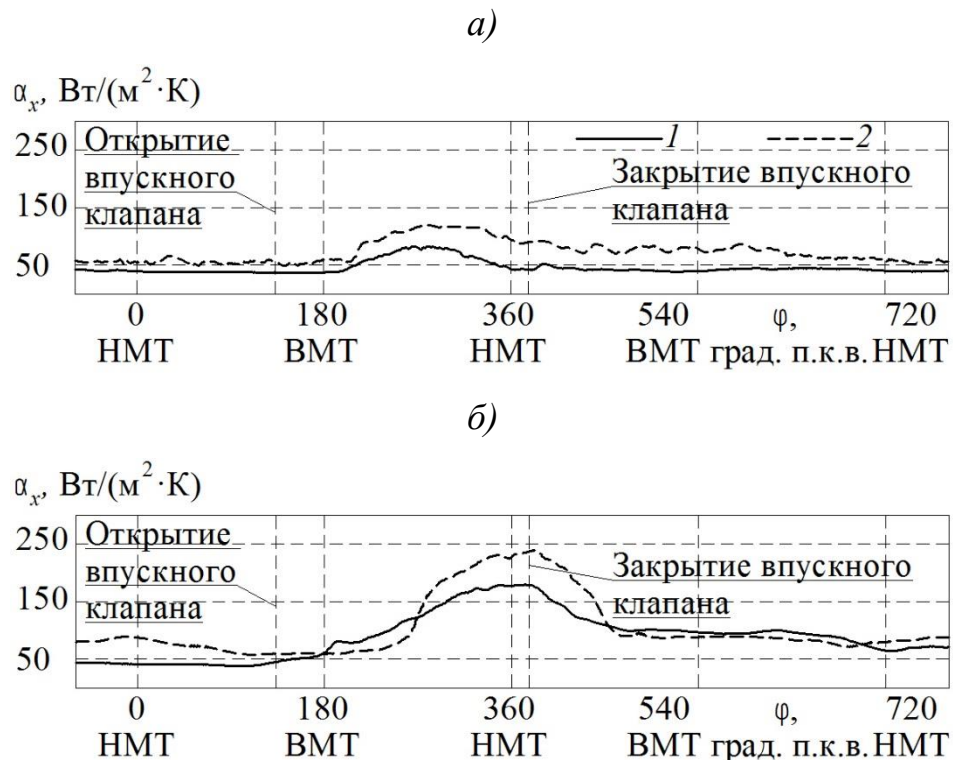


Рисунок 4.48 – Зависимость локального ($l_x = 150 \text{ мм}$) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом для разных частот вращения коленвала n и при частоте вращения ротора

ТК $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ со сбросом части наддувочного воздуха (1)

и без сброса (2): а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 3000$

Установлено, что при сбросе части наддувочного воздуха интенсивность локальной теплоотдачи снижается на 37,7 % при частоте вращения коленчатого вала 600 мин^{-1} и $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$, и на 14,1 % при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и той же частоте вращения ротора турбокомпрессора. С ростом частоты вращения коленчатого вала снижение интенсивности локального коэффициента теплоотдачи уменьшается (рисунок 4.49). Это характерно для всех исследуемых режимов работы поршневого двигателя и ТК. При этом наибольшее снижение интенсивности α_x наблюдается при низких значениях частот вращения коленчатого вала и ротора турбокомпрессора, оно достигает величины около 40 %.

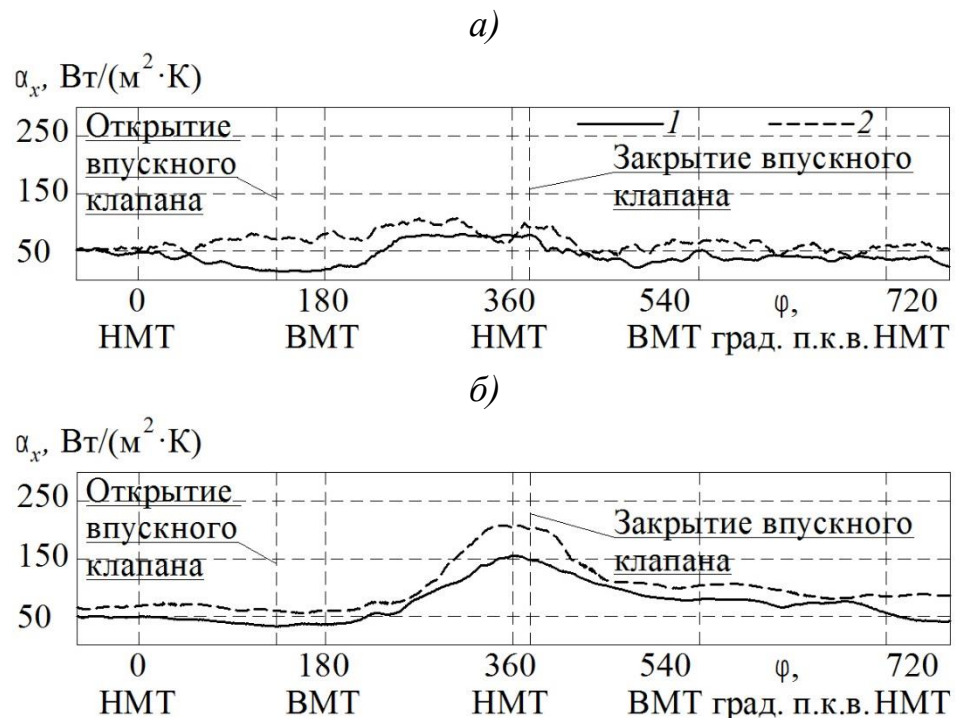


Рисунок 4.49 – Зависимость локального ($l_x = 150 \text{ мм}$) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленвала φ во впускном трубопроводе двигателя с турбонаддувом для разных частот вращения коленвала n и при частоте вращения ротора

ТК $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$ со сбросом части наддувочного воздуха (1)

и без сброса (2): а – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 3000$

Таким образом при управляемом сбросе из впускного трубопровода определенной части наддувочного воздуха происходит снижение пульсаций скорости и давления потока, а также уменьшение локального коэффициента теплоотдачи при

сохранении массового расхода воздуха, поступающего в двигатель. Достигнутые эффекты позволят уменьшить отличия в наполнении цилиндров свежим зарядом многоцилиндрового дизельного ДВС, снизить газодинамический уровень шума в процессах газообмена, повысить надежность двигателя в целом, а также увеличить КПД компрессора и, соответственно, поршневого двигателя [242, 243].

В заключении, следует подчеркнуть, что проведенный анализ закономерностей изменения величин пульсаций скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи при различных частотах вращения позволяет предварительно на стадии проектирования определиться с величиной относительно сброса наддувочного воздуха для каждого режима работы двигателя с целью гашения (или минимизации) пульсаций. Следует учесть, что доля сбрасываемого воздуха G^* варьируется для разных типоразмеров двигателей и ТК, поэтому для каждого конкретного случая необходимо предварительно разрабатывать режимные карты, позволяющие определить оптимальную долю сброса для различных режимов работы двигателя и компрессора турбокомпрессора. Примеры подобных карт для двигателя размерности 8,2/7,1 представлены в главе 5.

4.5. Выводы

По результатам проведенных исследований можно сформулировать основные выводы:

1. Разработана методология исследования тепломеханических характеристик процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей в условиях газодинамической нестационарности;
2. Установлены закономерности изменения мгновенного локального коэффициента теплоотдачи во впускном и выпускном трубопроводах разной конфигурации в поршневом ДВС с турбонаддувом и без;
3. Установлено, что существуют значительные отличия в закономерностях изменения локальных коэффициентов теплоотдачи α_x при стационарном и нестационарном течениях газовых потоков во впускных и выпускных трубопроводах

поршневых ДВС без турбонаддува; при этом газодинамическая нестационарность снижает интенсивность локальной теплоотдачи в диапазоне от 1,1 до 2,5 в зависимости от частоты вращения коленвала n ;

4. Выявлены существенные отличия в теплообменных характеристиках газовых потоков во впускном и выпускном трубопроводах поршневого ДВС с турбонаддувом и без него (установлен разный уровень максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи и интенсивности теплоотдачи);

5. Показано, что применение профилированного участка во впускных и выпускных трубопроводах *поршневых ДВС без наддува* снижает интенсивность локальной теплоотдачи в них, что приведет к уменьшению подогрева свежего заряда при впуске в среднем на 30 % (соответственно, повысит качество наполнение цилиндра), увеличит теплоперепад, который может сработать в турбине турбокомпрессора (соответственно, увеличит мощность двигателя), а также снизит температурные напряжения в основных элементах газовоздушных трактов (повысит надежность двигателя в целом);

6. Разработан способ снижения локального коэффициента теплоотдачи (в среднем на 25 %) во впускном трубопроводе *поршневого ДВС с турбонаддувом*, что позволит снизить подогрев свежего заряда (соответственно, увеличить мощность двигателя) и повысить надежность впускной системы и, соответственно, улучшить надежность поршневого ДВС в целом;

7. В результате обобщения экспериментальных данных были получены эмпирические уравнения для расчета мгновенного локального коэффициента теплоотдачи во впускном и выпускном трубопроводах разной конфигурации для *поршневых ДВС с турбонаддувом и без него*.

8. Выявлены закономерности влияния дополнительных конструктивных элементов впускных и выпускных систем, а именно компрессора и турбины турбокомпрессора системы турбонаддува на тепломеханические характеристики газовых потоков в поршневом двигателе внутреннего сгорания.

5. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ

В данной главе рассматриваются вопросы практической реализации основных научных результатов диссертационной работы. Представлены конструктивные проработки модернизированных впускных и выпускных систем поршневых двигателей разного типоразмера с турбонаддувом и без него. Рассмотрены вопросы энергосбережения при региональном внедрении двигателей с улучшенным рабочим процессом. На основе программного комплекса ACTUS (ABB Turbo Systems) совместно с формой-разработчиком созданы математические модели рабочего цикла полноразмерных двигателей семейства ДМ-21 (ООО УДМЗ) с разной конфигурации газовоздушных трактов с учетом газодинамической нестационарности процессов впуска и выпуска. Показаны изменения технико-экономических показателей поршневых двигателей, вызванное улучшением газообмена.

5.1. Конструктивные исполнения газовоздушных трактов поршневых двигателей внутреннего сгорания

5.1.1. Конструктивные исполнения впускных и выпускных трубопроводов двигателей без наддува

Как было показано в главах 3 и 4, за счет размещения во впускной системе поршневого ДВС трубопроводов с профилированными участками (с поперечным сечением в форме треугольника или квадрата), можно в сравнение с традиционным цилиндрическим каналом получить ряд преимуществ, среди которых: увеличение коэффициента наполнения; возрастание крутизны зависимости расхода газа от частоты вращения коленчатого вала; подавление высокочастотных пульсаций газового потока во впускном трубопроводе; снижение подогрева свежего заряда и уменьшения уровня температурных напряжений в элементах впускной системы.

Разработанные впускные системы поршневого двигателя внутреннего сгорания, содержащие профилированные участки, защищены патентами РФ (№ 81263 и 127406).

Вместе с тем, следует отметить, что при реализации рассматриваемого способа совершенствования впускной системы поршневого ДВС могут возникнуть некоторые конструктивные и/или технологические трудности, которые требуют дополнительной проработки. В связи с этим рассмотрим возможные варианты конструктивно-технологического исполнения профилированных участков во впускных системах существующих ДВС. Наиболее распространенные конструкции впускных трубопроводов автомобильных двигателей отечественного производства представлены на рисунках 5.1–5.3 (семейство двигателей ВАЗ). А на рисунке 5.4 показано конструктивное исполнение впускных трубопроводов для двигателей автомобилей семейства ГАЗ.

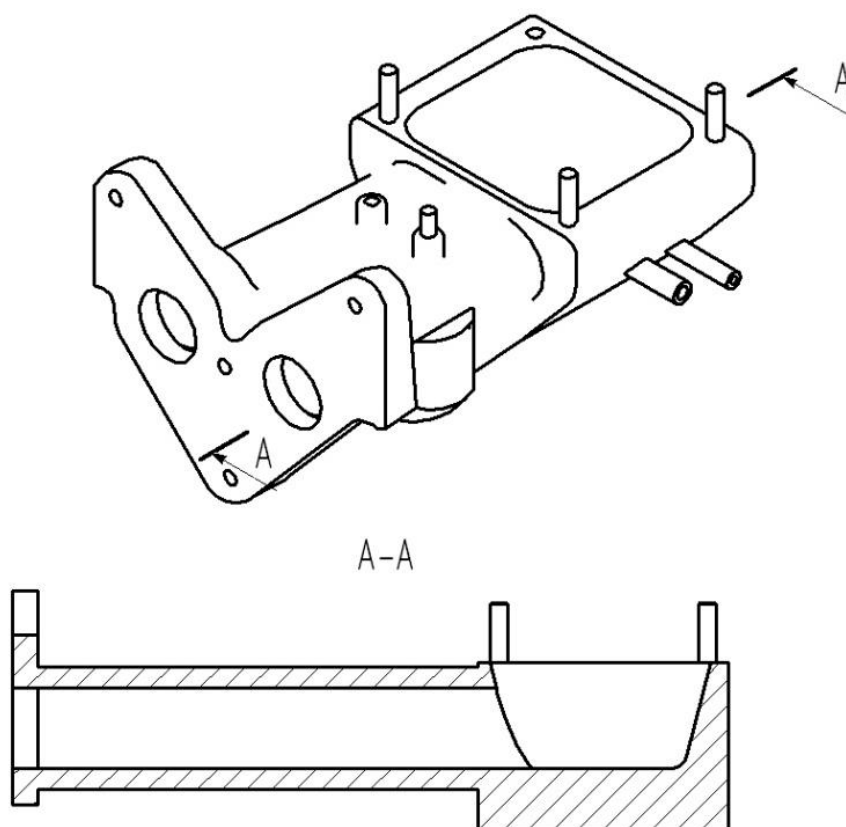


Рисунок 5.1 – Впускной трубопровод двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА [244]

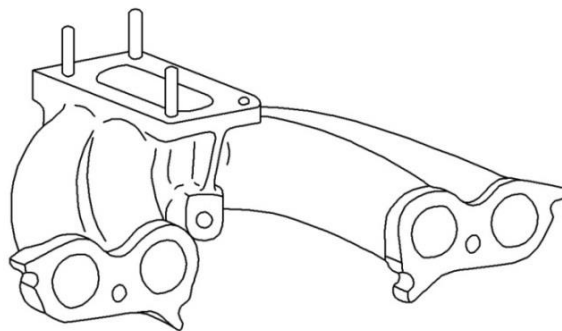


Рисунок 5.2 – Общий вид впускного трубопровода двигателей ВАЗ-2103-07 [245]

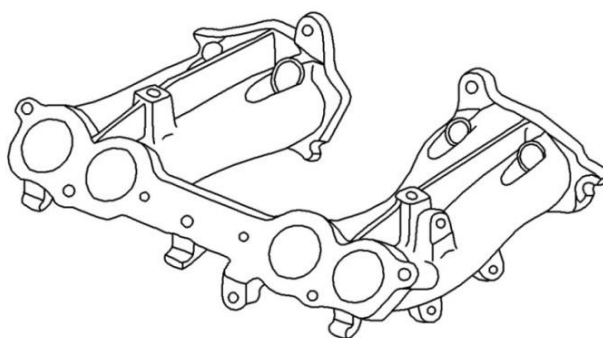


Рисунок 5.3 – Общий вид впускного трубопровода труба
двигателей ВАЗ-2110 (11) [246]

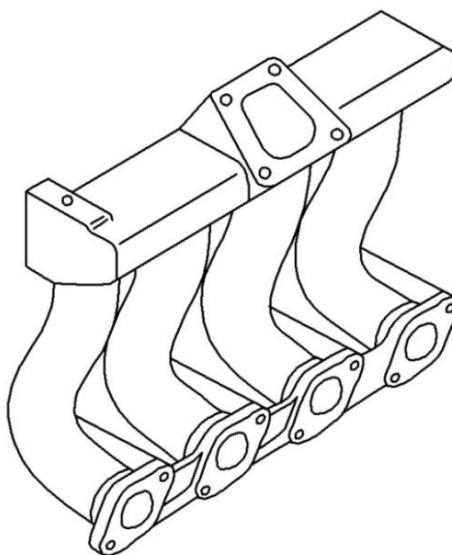


Рисунок 5.4 – Конструктивное исполнение впускного трубопровода двигателей
автомобилей семейства ГАЗ [247]

Как видно из рисунков 5.1–5.4, впускные трубопроводы поршневых двигателей российских автомобилей имеют круглое поперечное сечение с внутренним диаметром в диапазоне от 26 до 38 мм. Все рассмотренные выше конструкции трубопроводов изготавливаются методом литья из разных алюминиевых сплавов. При этом общая длина впускного тракта составляет от 290 до 550 мм (от воздушного фильтра до седла впускного клапана). Она определяется моделью двигателя и условиями компоновки (ограничения обычно связаны с объемом подкапотного пространства).

На примере впускного трубопровода двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА рассмотрим возможную конструктивную реализацию данного узла с профилированным участком. Напомним (см. главу 3), что профилированный участок должен составлять не менее 30% от общей длины системы впуска, т. е. в рассматриваемом случае – не менее 120 мм, а эквивалентный гидравлический диаметр профилированного участка должен равняться таковому у штатного трубопровода (в данном случае 32 мм). Один из возможных вариантов конструктивного исполнения впускного трубопровода двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА с профилированным участком показан на рисунке 5.5.

Предложенные конструктивные решения позволили сохранить все присоединительные элементы, основные геометрические и габаритные размеры такими же, как у существующего штатного трубопровода. Как уже отмечалось выше, впускные трубопроводы обычно изготавливаются методом литья, поэтому выполнить модернизированный трубопровод тем же способом не вызовет технических затруднений (при небольшом росте расхода материала на изготовление). Таким образом, практическое внедрение впускного трубопровода с профилированным участком не требует значительного изменения технологии его изготовления и/или каких-либо конструктивных доработок системы впуска поршневого двигателя внутреннего сгорания. Как показали эскизные проработки аналогичная ситуация имеет место и для впускных трубопроводов других двигателей российского производства.

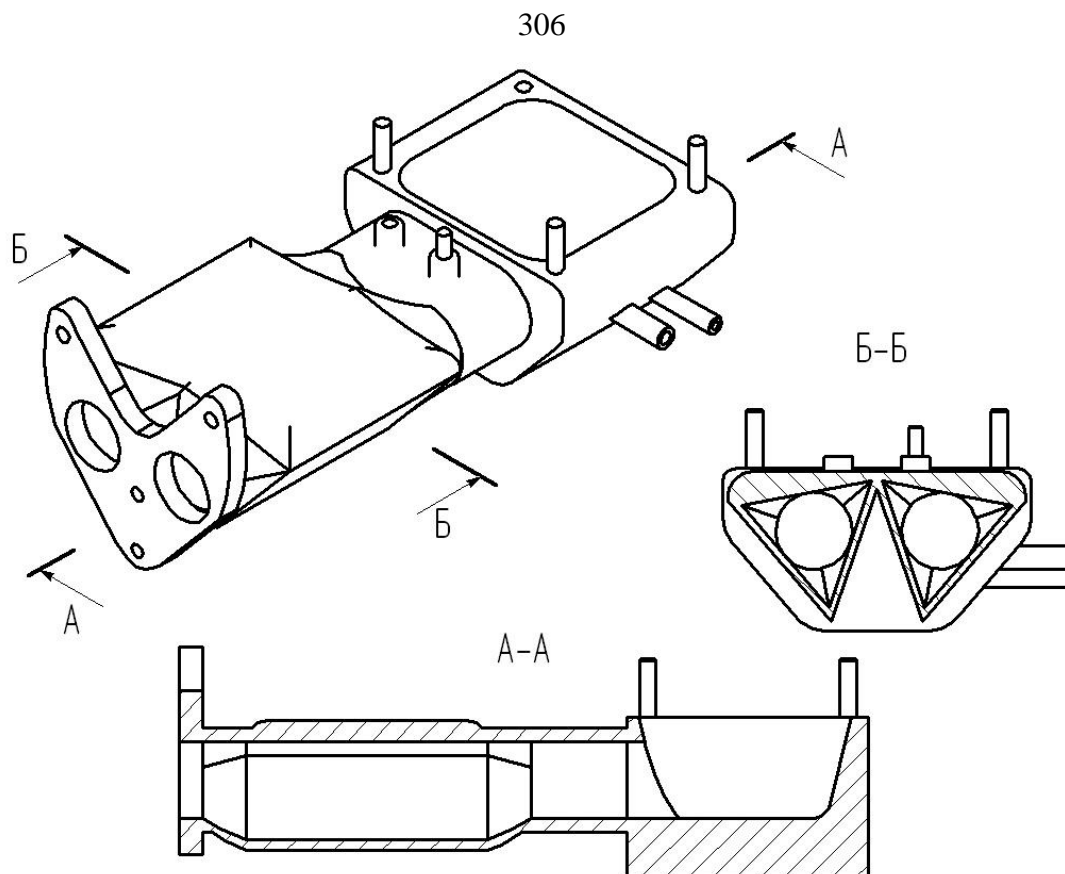


Рисунок 5.5 – Впускной трубопровод двигателя ВАЗ-ОКА
с профилированным участком

Далее рассмотрим использование профилированных участков в конструкции впускных трубопроводов автомобильных двигателей зарубежного производства. На рисунках 5.6 – 5.9 представлены конструктивные исполнения впускных трубопроводов двигателей иностранного производства.

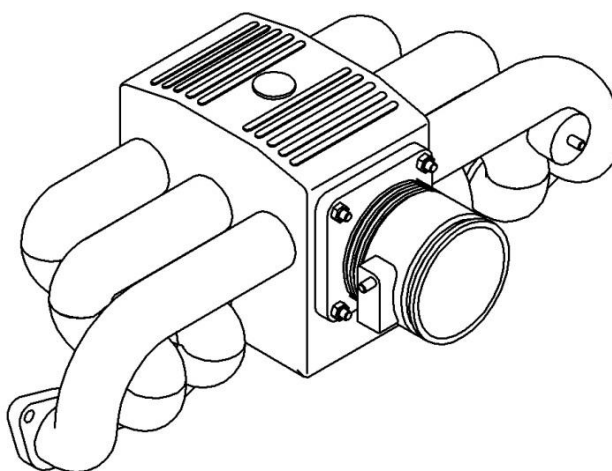


Рисунок 5.6 – Общий вид впускного трубопровода
двигателя автомобиля BMW [248]

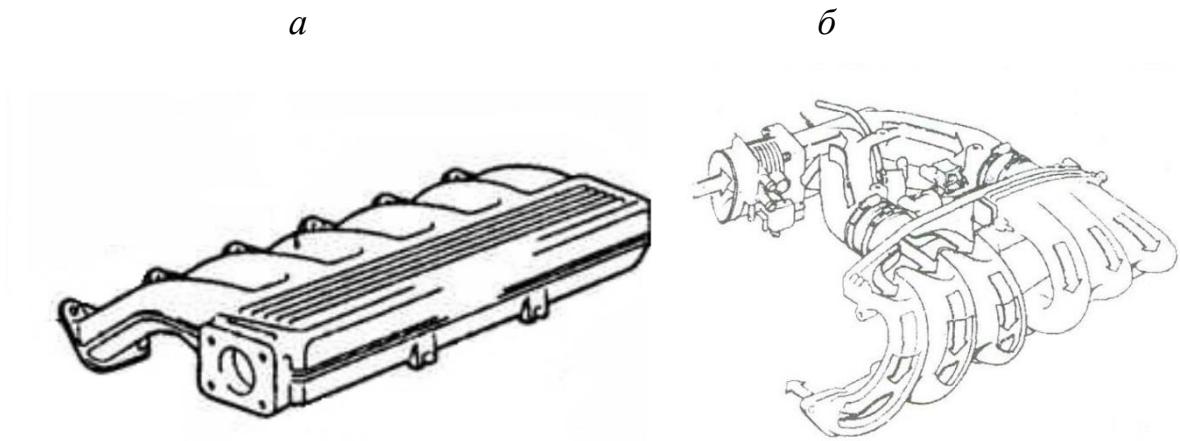


Рисунок 5.7 – Конструктивное исполнение впускных трубопроводов двигателей автомобилей Opel [249]: *а* – Opel Omega; *б* – Opel Dual Ram



Рисунок 5.8 – Впускной трубопровод двигателя автомобиля Nissan Note [250]

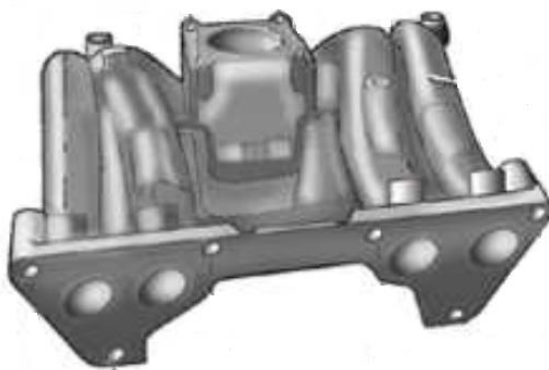


Рисунок 5.9 – Впускной трубопровод двигателя автомобиля Skoda Fabia [251]

Сравнивая впускные трубопроводы двигателей российского и зарубежного производства, можно заметить, что импортные двигатели в большинстве своем имеют более сложную конструкцию (конфигурацию), что выражается в большем

количестве изгибов на трубопроводах и дополнительных установочных и технологических элементах. Все рассматриваемые конструкции впускных трубопроводов зарубежных двигателей также изготавливаются методом литья. При этом почти все впускные трубопроводы выполнены в виде цилиндрических каналов с изгибами по всей длине, кроме двигателя автомобиля Nissan Acura (рисунок 5.8.), у которого поперечное сечение впускного трубопровода имеет слегка овальную форму (вероятно, для оптимизации структуры потока на входе в головку блока). Общая длина впускных систем составляет от 330 до 550 мм в зависимости от исполнения двигателя и конструкции подкапотного пространства.

На примере впускного трубопровода двигателя автомобиля BMW рассмотрим возможное конструктивное исполнение данного элемента с профилированным участком с поперечным сечением в форме равностороннего треугольника (рисунок 5.10). Профилированный участок в данном случае составляет примерно 110 мм.

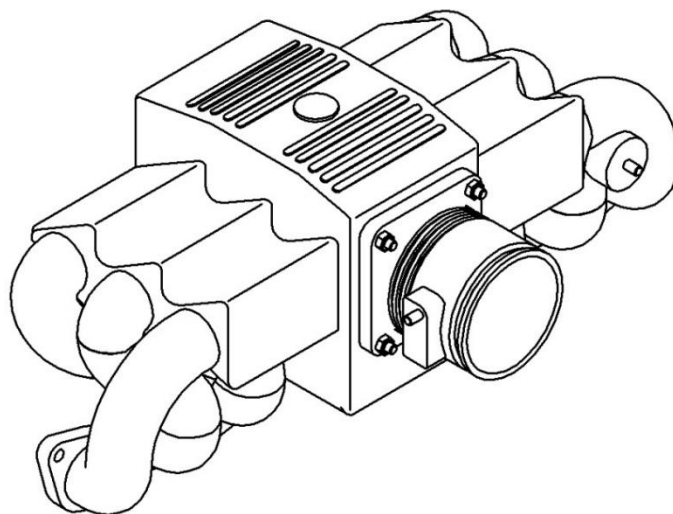


Рисунок 5.10 – Впускной трубопровод двигателя BMW с профилированным участком в форме равностороннего треугольника

Из сравнения рисунков 5.6, а и 5.10 видно, что впускной трубопровод BMW с профилированным участком также сохранил все основные присоединительные, геометрические и габаритные размеры штатного трубопровода. Поэтому применение впускного трубопровода с профилированным участком и в данном случае не приведет к изменению технологии его изготовления или каких-либо значительных

конструктивных проработок системы впуска двигателя внутреннего сгорания. Прорисовки показали, что подобная ситуация характерна и для впускных трубопроводов других двигателей иностранного производства.

Таким образом, проведенные конструктивно-технологические проработки позволяют констатировать то, что внедрение впускных трубопроводов с профилированным участком не приведет к изменению технологии изготовления узла и не требует значительного изменения конструкции впускной системы в целом.

Далее рассмотрим вопросы практической реализации конструкций выпускного трубопровода с профилированным участком.

Следует напомнить, что в главах 3 и 4 показано, что за счет поперечного профилирования выпускного трубопровода (использования участков с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника) можно улучшать газодинамические и теплообменные характеристики газовых потоков при выпуске в поршневых ДВС. В частности, применение в выпускных трубопроводах профилированных участков [195; 252; 253]:

- стабилизирует течение (происходит снижение пульсаций скорости и давления газового потока на 15–20 %);
- повышает надежность выпускной системы за счет уменьшения температурных напряжений в выпускном трубопроводе (в результате уменьшения интенсивность локальной теплоотдачи на 25–30 %);
- снижается коэффициент остаточных газов за счет улучшения очистки цилиндров от отработавших газов (происходит увеличение расхода газов через выпускную систему в среднем на 20 %).

Разработанные выпускные системы поршневого двигателя внутреннего сгорания, содержащие профилированные участки, защищены патентами РФ: № 114096 и 121525, а также подана заявка на патент РФ № 2016108087 от 04.03.2016.

В случае модернизации выпускной системы поршневых ДВС также могут возникнуть конструктивные или технологические трудности использования профилированных участков, которые потребуют дополнительной проработки. В связи с

этим кратко рассмотрим возможные варианты конструктивно-технологического исполнения профилированных участков в выпускных системах поршневых ДВС российского производства.

Широко распространенные конструкции выпускных трубопроводов двигателей разного назначения отечественного производства представлены на рисунках 5.11 – 5.13.

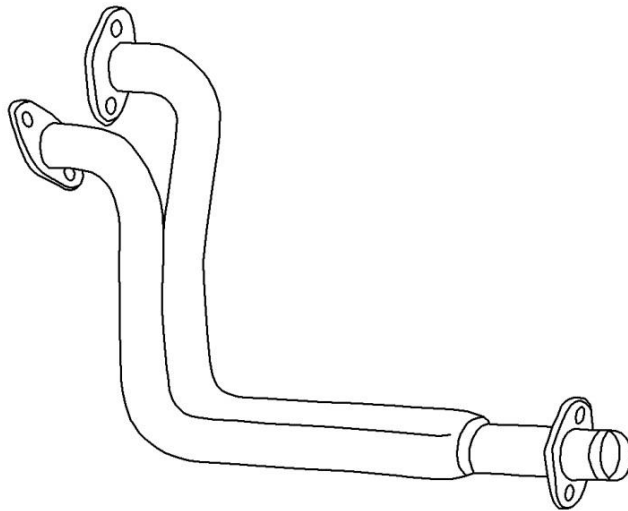


Рисунок 5.11 – Общий вид выпускного трубопровода двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА [244]

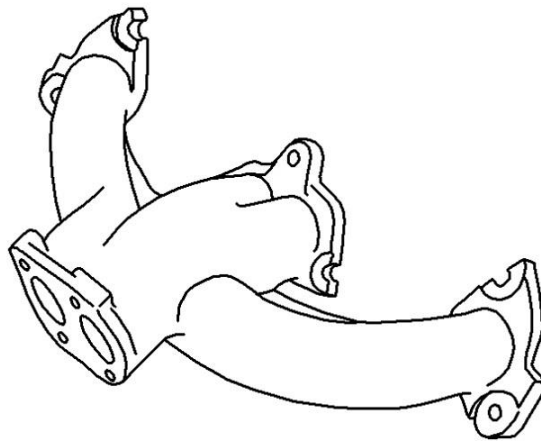


Рисунок 5.12 – Общий вид выпускного трубопровода двигателей автомобилей ВАЗ-2113-15 [254]

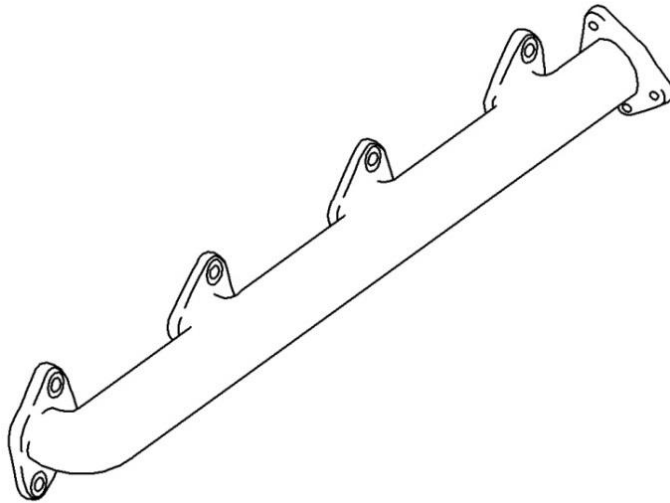


Рисунок 5.13 – Общий вид выпускного трубопровода
двигателей ЯМЗ-238 М [255]

Как видно из рисунков 5.11 – 5.13, эти трубопроводы имеют преимущественно постоянное круглое поперечное сечение с внутренним диаметром в диапазоне 24-40 мм. Представленные выше конструкции трубопроводов изготавливаются либо методом литья, либо свариваются из труб. При этом общая длина выпускного тракта от седла выпускного клапана до соединительных патрубков в системе выпуска составляет, в зависимости от модели двигателя и условий компоновки на автомобиле, от 350 до 650 мм.

Как и в случае впускной системы, на примере выпускного трубопровода двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА рассмотрим возможную конструктивную реализацию данного узла с профилированным участком. Как показали результаты исследований (см. главу 3), профилированный участок должен составлять не менее 30% от общей длины выпускного тракта, т. е. в рассматриваемом случае – не менее 120 мм, а эквивалентный гидравлический диаметр профилированного участка должен равняться таковому у штатного трубопровода (в данном случае 30 мм). Один из возможных вариантов конструктивного исполнения выпускного трубопровода двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА с профилированным участком показан на рисунке 5.14.

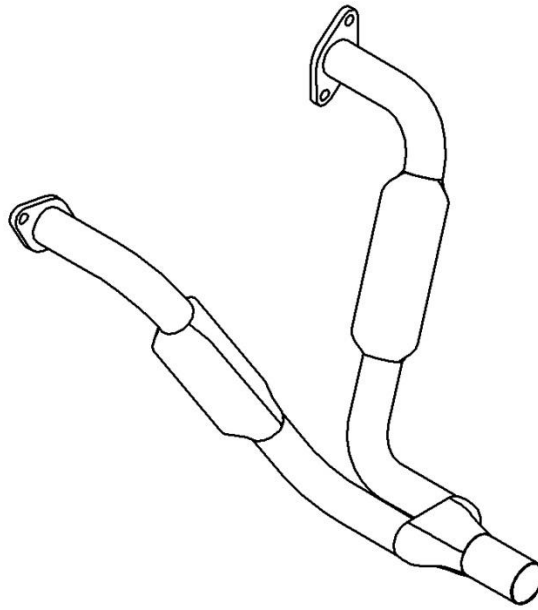


Рисунок 5.14 – Выпускной трубопровод двигателя ВАЗ-ОКА
с профилированным участком

Из анализа рисунков 5.11 и 5.14 можно заметить, что впускной трубопровод с профилированным участком сохранил все присоединительные элементы, основные геометрические и габаритные размеры существующего штатного трубопровода. Поскольку, впускные трубопроводы обычно изготавливаются методом литья, поэтому выполнить модернизированный трубопровод тем же способом не вызовет серьезных технических проблем (при этом лишь несущественно увеличится расход материала, т. е. металлоемкость). Таким образом, применение впускного трубопровода с профилированным участком не требует существенного изменения технологии ее изготовления и каких-либо конструктивных доработок системы впуска поршневого двигателя внутреннего сгорания. На основе эскизных проработок, установлено, что аналогичная ситуация имеет место и для впускных трубопроводов для других двигателей российского и зарубежного производства.

Таким образом проведенные конструктивно-технологические проработки позволяют констатировать то, что применение впускных и выпускных трубопроводов с профилированным участком не приведет к изменению технологии изготовления узлов и не потребует значительного изменения конструкции газоздушных систем двигателей в целом.

5.1.2. Особенности конструктивного исполнения впускных и выпускных трубопроводов двигателей с наддувом

В данном разделе рассмотрим некоторые конструктивные исполнения впускных и выпускных систем поршневых двигателей внутреннего сгорания с турбонаддувом. Как было показано в главах 3 и 4 при установке турбокомпрессора коренным образом отличаются гидродинамика и теплоотдача во впускных и выпускных трубопроводах. Существенным образом изменяется сам механизм процессов, происходящих в каналах. Поэтому использование поперечного профилирования трубопроводов приводят к положительным результатам в двигателях без наддува, но не дает никакого эффекта в каналах с турбокомпрессором.

Термомеханически эффективными при наддуве ДВС оказываются уже другие меры, например, как было показано выше, сброс из впускного трубопровода определенной части сжатого в компрессоре воздуха приводит к уменьшению пульсаций скорости и давления потока, а также снижению интенсивности локальной теплоотдачи при сохранении массового расхода воздуха, поступающего в двигатель.

Следует отметить, что подобные системы сброса части воздуха после компрессора турбокомпрессора применяются в поршневых двигателях с турбонаддувом с целью регулирования величины давления наддува – так называемое регулирование давления наддува перепуском наддувочного воздуха. Однако, никто из авторов не исследовал газодинамику и теплообмен во впускной системе при использовании рассматриваемого способа сброса части сжатого воздуха и, соответственно, не рассматривал этот сброс как способ совершенствования качества газообмена в поршневых ДВС.

Известно [68], что современные двигатели должны развивать высокий крутящий момент уже при низкой частоте вращения коленчатого вала, поэтому турбокомпрессоры конструируются из расчета небольшого расхода отработавших газов, т. е. для низких частот вращения n . Поэтому, чтобы при больших расходах отработавших газов (соответственно при высоких значениях n) турбокомпрессор не пере-

грузжал двигатель и не выходил из строя, давление наддува необходимо регулировать. Как раз для этого специалисты наряду с регулированием давления наддува за счет перепуска отработавших газов, также используют и перепуск (сброс) части наддувочного воздуха. Типичная схема, применяемая для этого системы, представлена на рисунке 5.15.

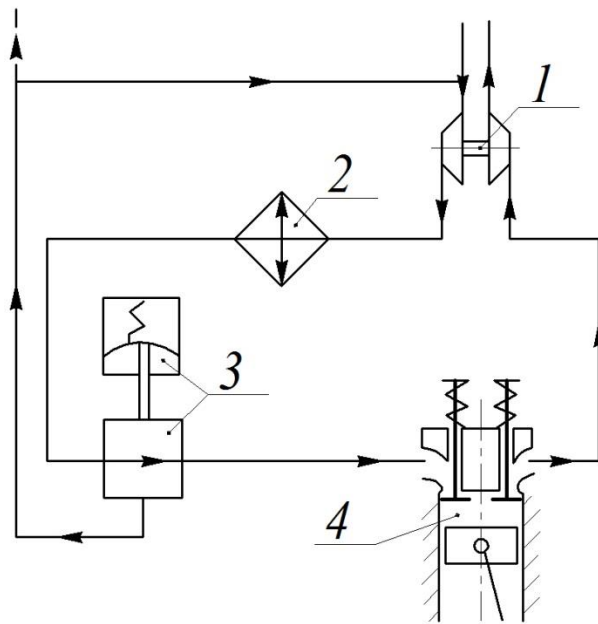


Рисунок 5.15 – Схема регулирования давления наддува путем сброса части наддувочного воздуха [256]: 1 – турбокомпрессор; 2 – охладитель наддувочного воздуха; 3 – пневмоклапан; 4 – цилиндр двигателя

Сброс части сжатого (наддувочного) воздуха может осуществляться либо прямо в атмосферу (как на гоночных автомобилях), либо обратно на вход впускной системы, либо во входной патрубок турбины.

Данная система регулирования давления наддува используется как при высокой степени наддува, так и при низкой. Она применяется на автомобильных двигателях фирм BMW, Ford и Opel.

Теперь проведем возможное конструктивное решение для реализации предлагаемого способа управляемого сброса части сжатого воздуха после компрессора турбокомпрессора с целью совершенствования газообмена в поршневом ДВС с турбонаддувом [257].

Здесь в первую очередь прорабатывалась структурная схема системы управления процессом сброса определенной части сжатого воздуха из впускного трубопровода [258]. На рисунке 5.16 приведена структурная схема алгоритма управления процессом сброса требуемого количества сжатого воздуха.

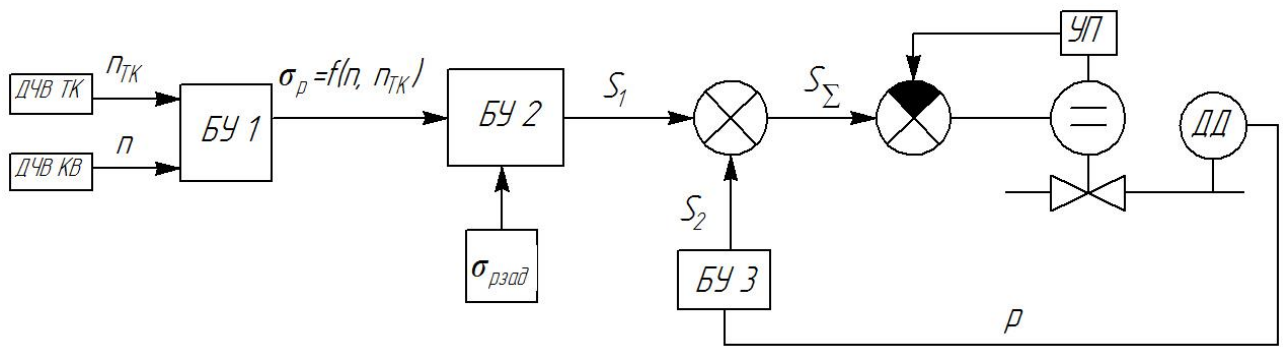


Рисунок 5.16 – Структурная схема алгоритма управления процессом сброса определенной части сжатого воздуха из впускного трубопровода:

БУ – блоки управления; УП – указатель положения;

ДД – датчик давления; ДЧВ – датчики частоты вращения

(коленчатого вала и ротора турбокомпрессора)

В качестве параметра управления в рассматриваемом алгоритме управления использовано среднеквадратичное отклонение давления наддува σ_p , обобщающую зависимость которого от режимов работы двигателя и турбокомпрессора, можно выразить следующим эмпирическим уравнением:

$$\sigma_p = 3 \cdot 10^{-5} \cdot n_{TK} + 2,3 \cdot 10^{-3} \cdot n + 0,47. \quad (5.1)$$

Принципиальная схема сброса определенного количества сжатого воздуха с помощью электромагнитного клапана для поршневых двигателей с турбонаддувом приведена на рисунке 5.17.

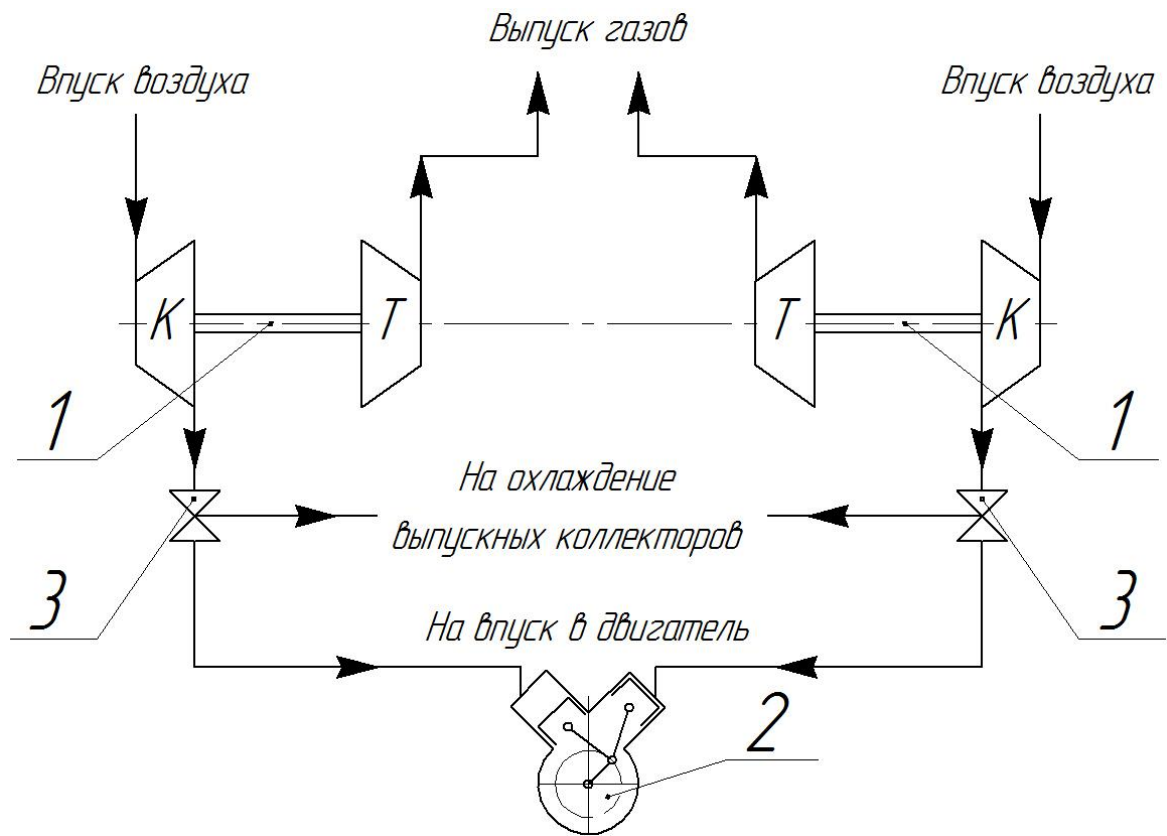


Рисунок 5.17 – Схема управляемого сброса определенной части сжатого воздуха с помощью электромагнитного клапана для двигателей с турбонаддувом:

1 – турбокомпрессор; 2 – дизель; 3 – электромагнитный клапан

Выходящий из клапана сбросной воздух можно использовать несколькими способами: как на самой энергетической установке с ДВС, так и на транспортном средстве (корабле, тепловозе, самосвале), на котором установлен двигатель. Так, у дизелей 6-, 8- и 12ДМ-21 [259] и дизель-генераторов на их базе, используемых на тепловозах, выходящий из клапанов воздух имеет температуру порядка 40-150°C от режима холостого хода до номинального. При работе дизеля на частичных режимах (основное время работы маневрового тепловоза) сбросным воздухом (температура до 60° С) можно охлаждать наиболее теплонапряженные детали двигателя внутреннего сгорания, в частности выпускной трубопровод. Например, для этого можно применить систему струйного охлаждения.

Конструктивная проработка установки электромагнитного клапана во впускной системе для сброса части сжатого воздуха для дизелей семейства ДМ-21 (ООО УДМЗ) представлена на рисунке 5.18.

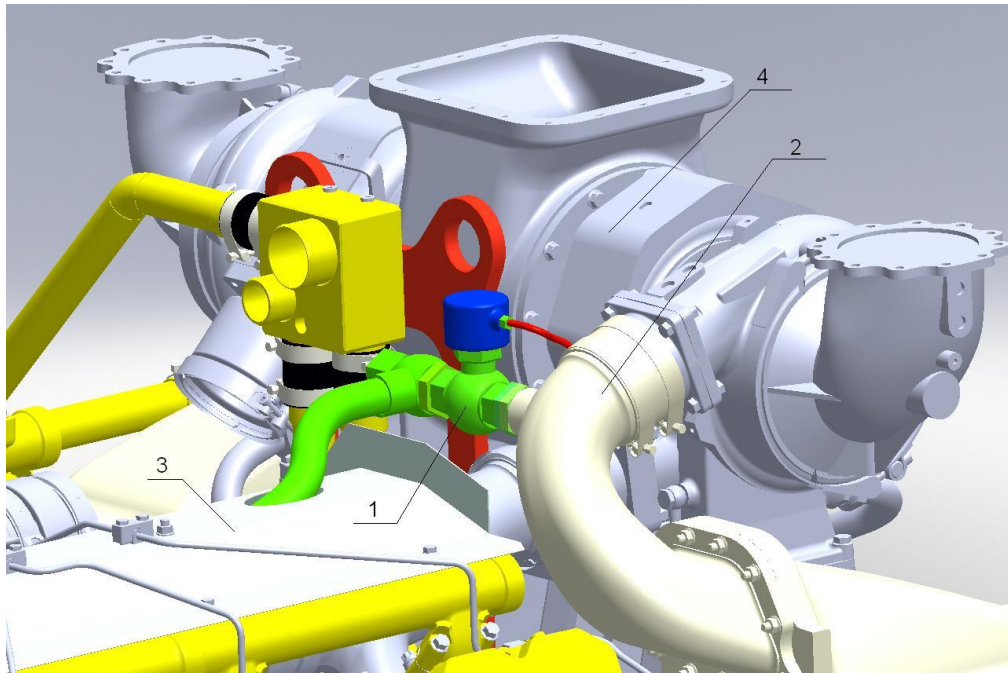


Рисунок 5.18 – Установка электромагнитного клапана для сброса определенной части сжатого воздуха на дизеля семейства ДМ-21 (ООО УДМЗ):

1 – электромагнитный клапан; 2 – впускной трубопровод; 3 – кожух выпускного трубопровода; 4 – турбокомпрессор

Как видно из рисунка 5.18, с конструктивной и технологической точек зрения установка электромагнитного клапана во впускной системе дизельного двигателя не вызывает никаких затруднений. По-видимому, наибольшие сложности могут возникнуть при программировании системы управления дизельным двигателем для корректного функционирования клапана на всех возможных режимах работы дизеля и турбокомпрессора.

Далее рассмотрим конструктивно-технологическое исполнение выпускной системы с принудительной эжекцией для дизельного двигателя с турбокомпрессором.

Следует напомнить, что ранее было показано, что применение принудительной периодической эжекции в выпускном трубопроводе можно улучшить очистку цилиндра от отработавших газов (снизить коэффициент остаточных газов вплоть до 24 %) за счет увеличения расхода отработавших газов через систему выпуска, что позволит повысить мощность двигателя.

Предложенный способ совершенствования газообмена на основе эффекта эжекции был конструктивно проработан для системы выпуска дизелей семейства ДМ-21 (производства ООО «Уральский дизель-моторный завод»). В качестве примера на рисунке 5.19 представлена 3Д-модель выпускной системы дизельного двигателя 6ДМ-21 с системой принудительной эжекции.

Общая конструктивная компоновка модернизированной выпускной системы дизеля 6ДМ-21 представляет собой два чугунных трубопровода 1, установленных на головках цилиндра двигателя. Каждый трубопровод соединен с турбокомпрессорами 2, которые имеют общий газоотводящий патрубок 3. На обоих выпускных трубопроводах устанавливаются электромагнитные клапаны 4 (в соответствии с количеством цилиндров) системы эжекции.

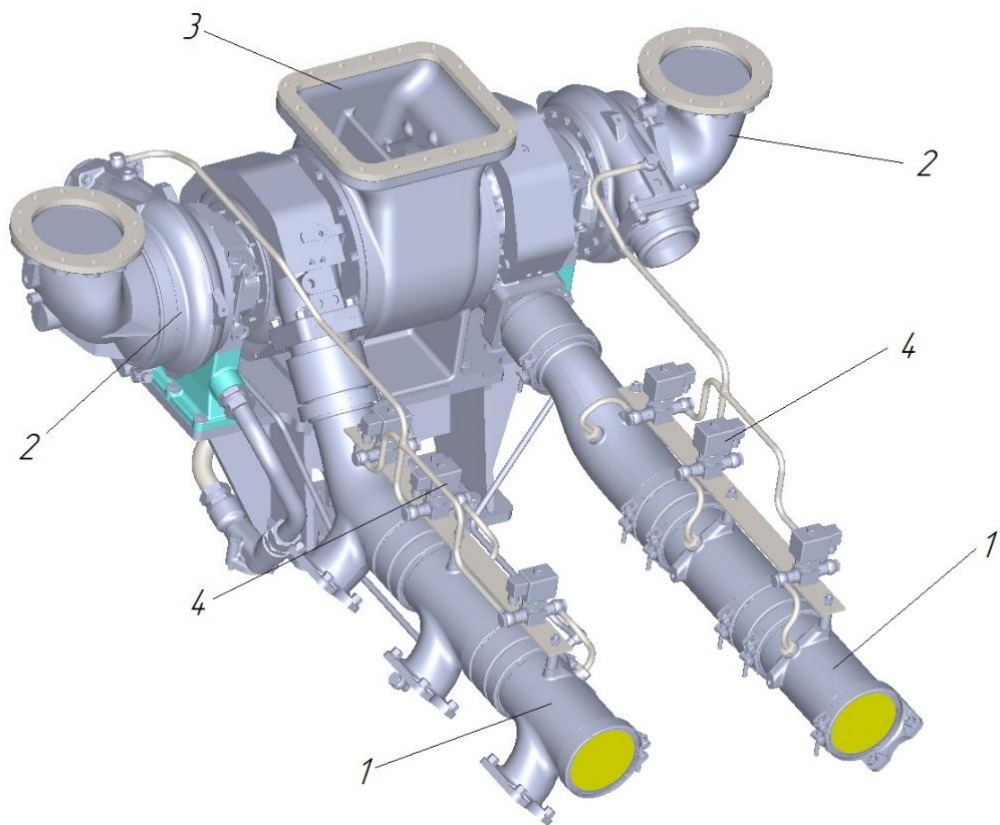


Рисунок 5.19 – 3Д-модель системы выпуска дизеля 6ДМ-21: 1 – выпускной трубопровод; 2 – турбокомпрессор; 3 – газоотводящий патрубок;

4 – электромагнитный клапан системы эжекции

На рисунке 5.20 представлена более детальная 3Д-модель модернизированной выпускной системы дизеля 6ДМ-21 с системой эжекции.

Модернизированная выпускная система дизелей семейства ДМ-21 с системой эжекции функционирует следующим образом. Сжатый воздух из компрессора турбокомпрессора 1 по трубопроводу 2 подается к электромагнитным клапанам 3, установленным на пластине 5, которая установлена на выпускном трубопроводе 6. После открытия электромагнитного клапана 3 воздух поступает в выпускной трубопровод 6 через эжекционные трубки 4. Таким образом в трубопроводе создается дополнительное разрежение, которое стабилизирует поток отработавших газов (снижаются пульсации скорости и давления), что приводит к увеличению расхода газов (улучшению очистки цилиндров) и, соответственно, снижению коэффициента остаточных газов [235].

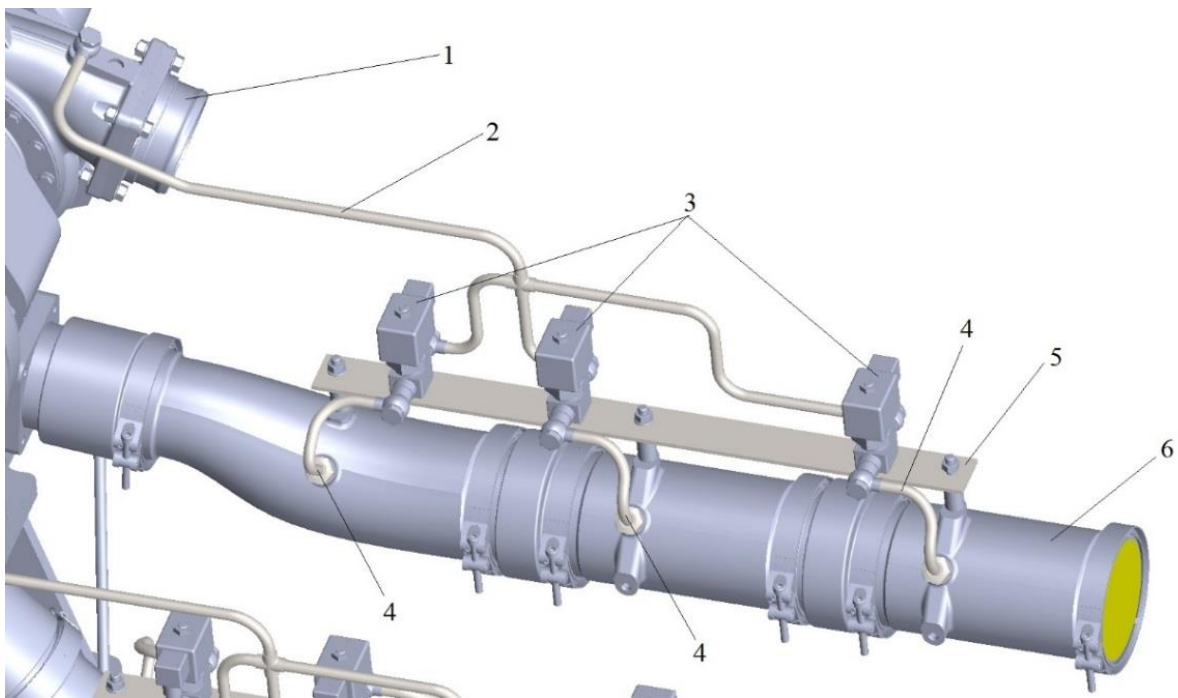


Рисунок 5.20 – Конструктивно-технологическое исполнение модернизированной выпускной системы дизеля 6ДМ-21 с системой эжекции:

1 – турбокомпрессор; 2 – трубопровод; 3 – электромагнитный клапан;
4 – эжекционная трубка; 5 – пластина; 6 – выпускной трубопровод

На рисунке 5.21 показана эскизная проработка монтажа эжекционных трубок внутри выпускного трубопровода дизеля 6ДМ-21.

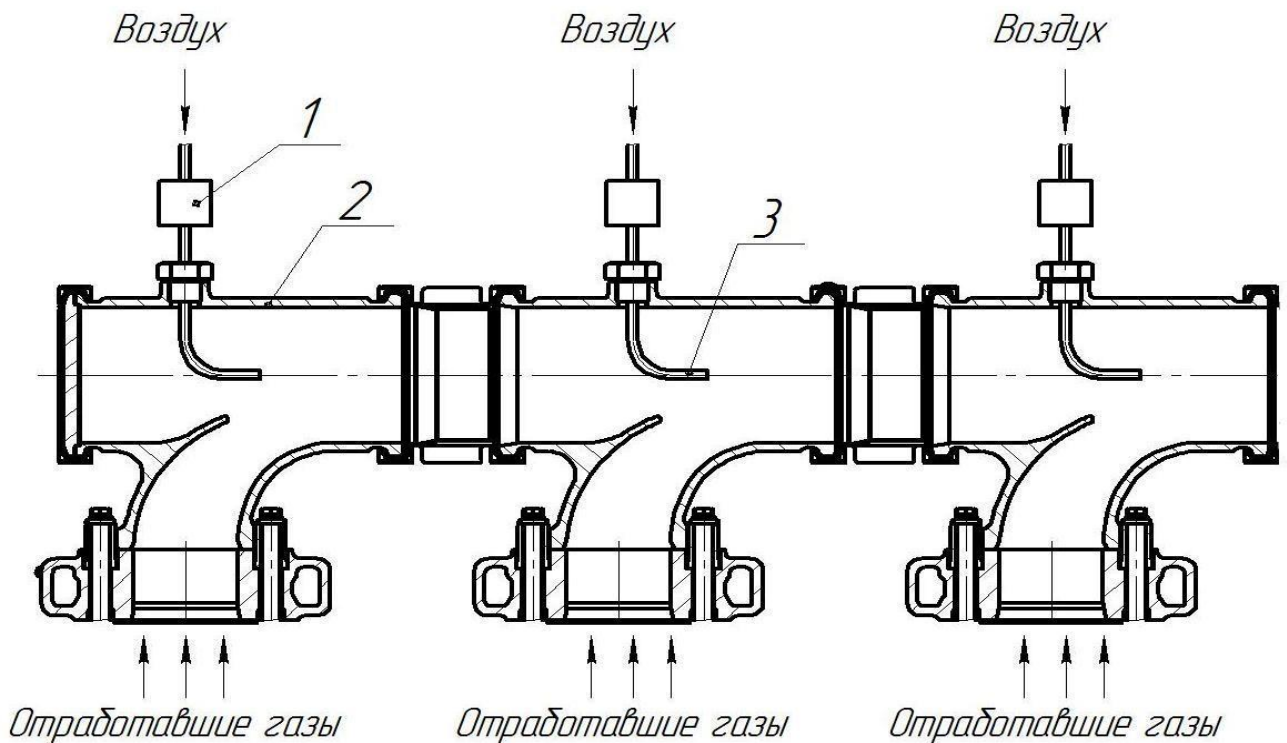


Рисунок 5.21 – Эскизная проработка установки эжекционных трубок в выпускном трубопроводе дизеля 6ДМ-21: 1 – электромагнитный клапан; 2 – выпускной трубопровод; 3 – эжекционная трубка

Эскизные проработки выпускных систем поршневых двигателей показали, что в большинстве существующих модификаций ДВС системы эжекции в них могут быть реализованы без особых сложностей. При этом, следует отметить, что применение данной системы не требует существенных капиталовложений и дополнительной технологической подготовки производства на двигателестроительном заводе.

5.2. Математическое моделирование рабочего процесса двигателя 8ЧН 21/21 с учетом газодинамической нестационарности

В данном разделе представлены основные результаты моделирования рабочего процесса дизеля 8ЧН 21/21 (производства ООО «Уральский дизель-моторный завод») с разными конфигурациями впускной и выпускной систем. Оно было проведено с целью выявления значимости влияния предлагаемых решений на конечные показатели двигателя. Физико-математическое моделирование рабочего процесса дизеля 8ДМ-21 (заводское обозначение двигателя указанного выше) выполнялось в программном комплексе ACTUS с учетом газодинамической нестационарности процессов во впускных и выпускных трубопроводах. Программный комплекс ACTUS является собственной разработкой фирмы ABB Turbo Systems (Швейцария, Баден). Данная программа позволяет достаточно детально задавать физические и геометрические характеристики впускной и выпускной систем, а также другие необходимые показатели цилиндропоршневой группы и газотурбинного наддува в математической модели двигателя.

5.2.1. Исследование волновых явлений в газовоздушных трактах двигателя 8ЧН 21/21

Кратко опишем дизель 8ДМ-21 (заводское обозначение) и исходные параметры для моделирования его рабочего процесса.

Моделирование выполнялось тепловозной модификации двигателя 8ДМ-21 (стандартное обозначение 8ЧН 21/21). В исходной комплектации это четырехтактный, 8-цилиндровый, V-образный дизельный двигатель с одним турбокомпрессором, диаметром цилиндра 210 мм и ходом поршня 210 мм, номинальной мощностью $N_e = 930$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500$ мин⁻¹.

Моделировались режимы работы дизеля в соответствии с тепловозной характеристикой, представленной в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Тепловозная характеристика дизеля 8ДМ-21 (8ЧН 21/21)

Параметр	Режим работы тепловозного двигателя							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	520	660	800	940	1080	1220	1360	1500
Мощность дизеля N_e , кВт	155	233	341	465	578	704	819	930

На рассматриваемой модификации дизеля 8ДМ-21 устанавливается один турбокомпрессор с осевой турбиной и центробежным колесом компрессора со степенью повышения давления 2,5 (на номинальном режиме работы).

Схема газовоздушной системы дизеля показана на рисунке 5.22.

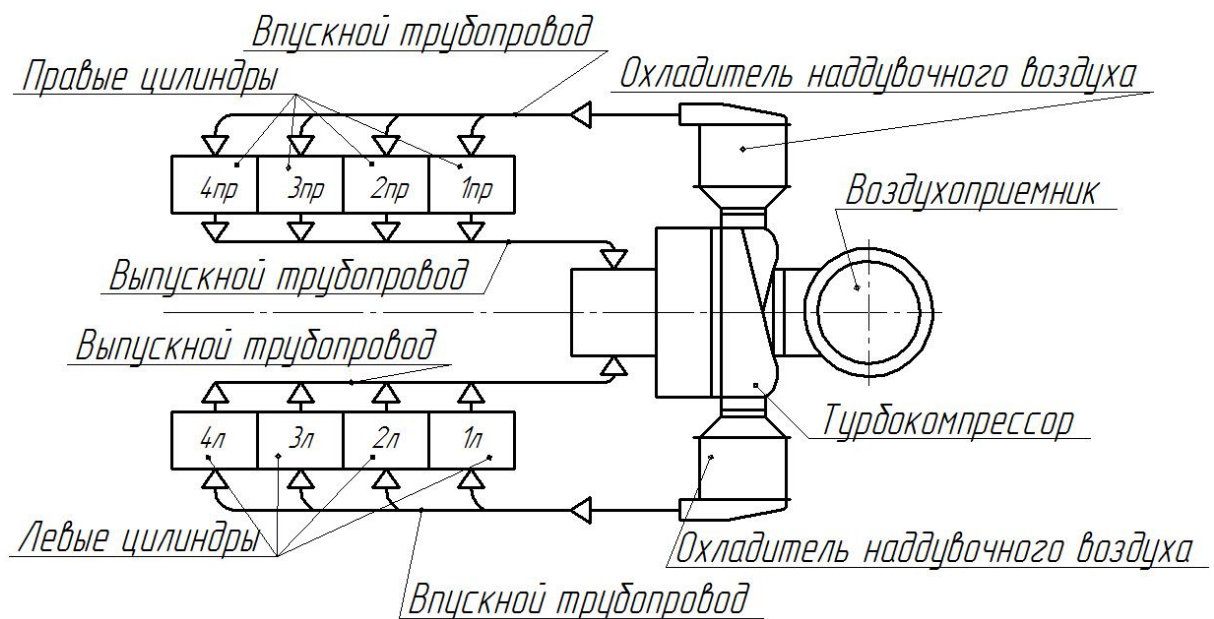


Рисунок 5.22 – Схема впускной и выпускной систем тепловозного дизеля 8ДМ-21

Порядок работы цилиндров и круговая диаграмма фаз газораспределения представлены на рисунках 5.23 и 5.24 соответственно.

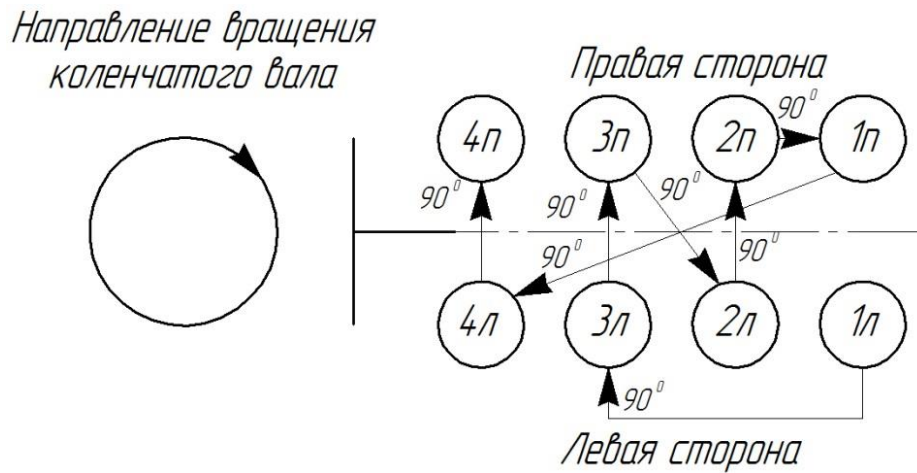


Рисунок 5.23 – Порядок работы цилиндров дизельного двигателя 8ДМ-21

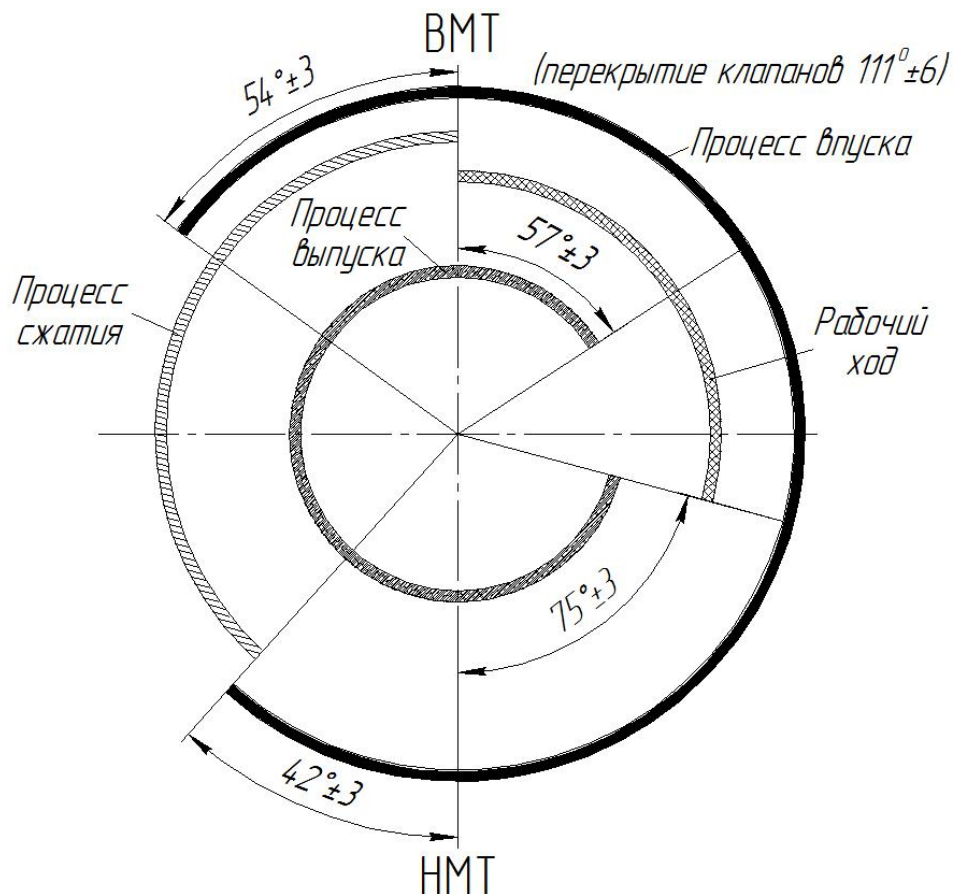


Рисунок 5.24 – Круговая диаграмма фаз газораспределения дизельного двигателя 8ДМ-21

На рисунке 5.25 схематично показаны основные геометрические размеры базовой модификации тепловозного дизеля 8ДМ-21.

Как видно из рисунка 5.25 впускной трубопровод дизеля 8ДМ-21 имеет общую длину около 1230 мм с внутренним диаметром примерно 156 мм. При этом в трубопроводе имеются изгибы для его соединения с каналами в головке цилиндра. Длина этих участков (изгибов) составляет около 100 мм при внутреннем диаметре – 90 мм.

Выпускной трубопровод (рисунок 5.25) дизеля 8ДМ-21 несколько короче впускного – 1170 мм и состоит из двух каналов (что связано с использованием импульсной системы наддува на данном двигателе) с одинаковыми внутренними диаметрами по 80 мм. Также в выпускном трубопроводе есть присоединительный участок в виде изгиба длиной 72 мм и диаметром 83 мм.

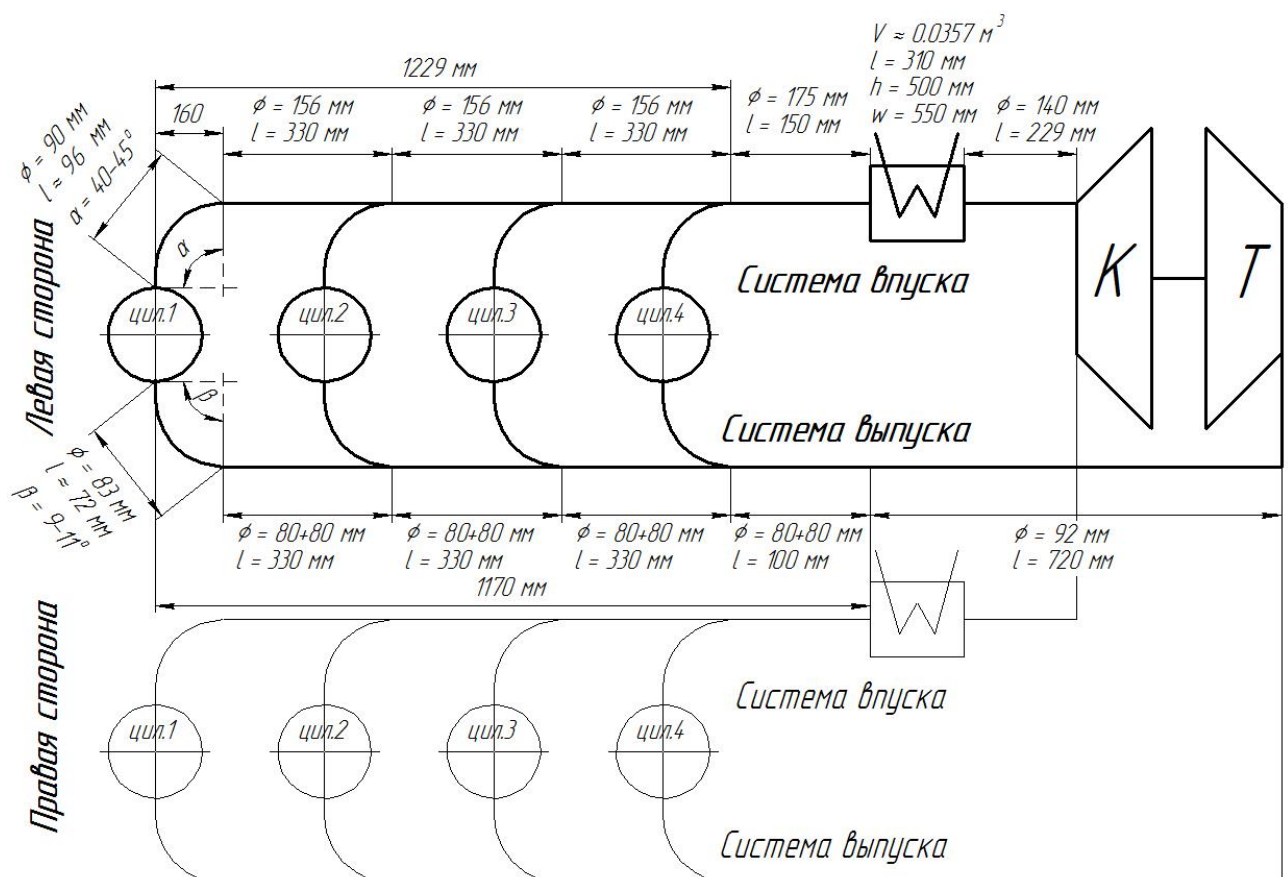


Рисунок 5.25 – Основные геометрические размеры систем впуска и выпуска тепловозного дизеля 8ДМ-21

В соответствии с описанными выше параметрами в программном комплексе ACTUS были созданы математические модели полноразмерного двигателя 8ДМ-21 с учетом геометрических характеристик впускной и выпускной систем, а также особенностями внутрицилиндровых процессов и газотурбинного наддува. Сначала проводилось моделирование рабочего процесса базового двигателя (без каких-либо изменений в системах впуска и выпуска), чтобы иметь исходные параметры (точку отчета) для сравнения с параметрами модернизированного двигателя. Следует отметить, что разработанные модели базового двигателя верифицировались на основе данных испытаний, рассматриваемого ДВС.

На рисунке 5.26 показан общий вид математической модели базового дизеля 8ДМ-21 с обозначением основных элементов.

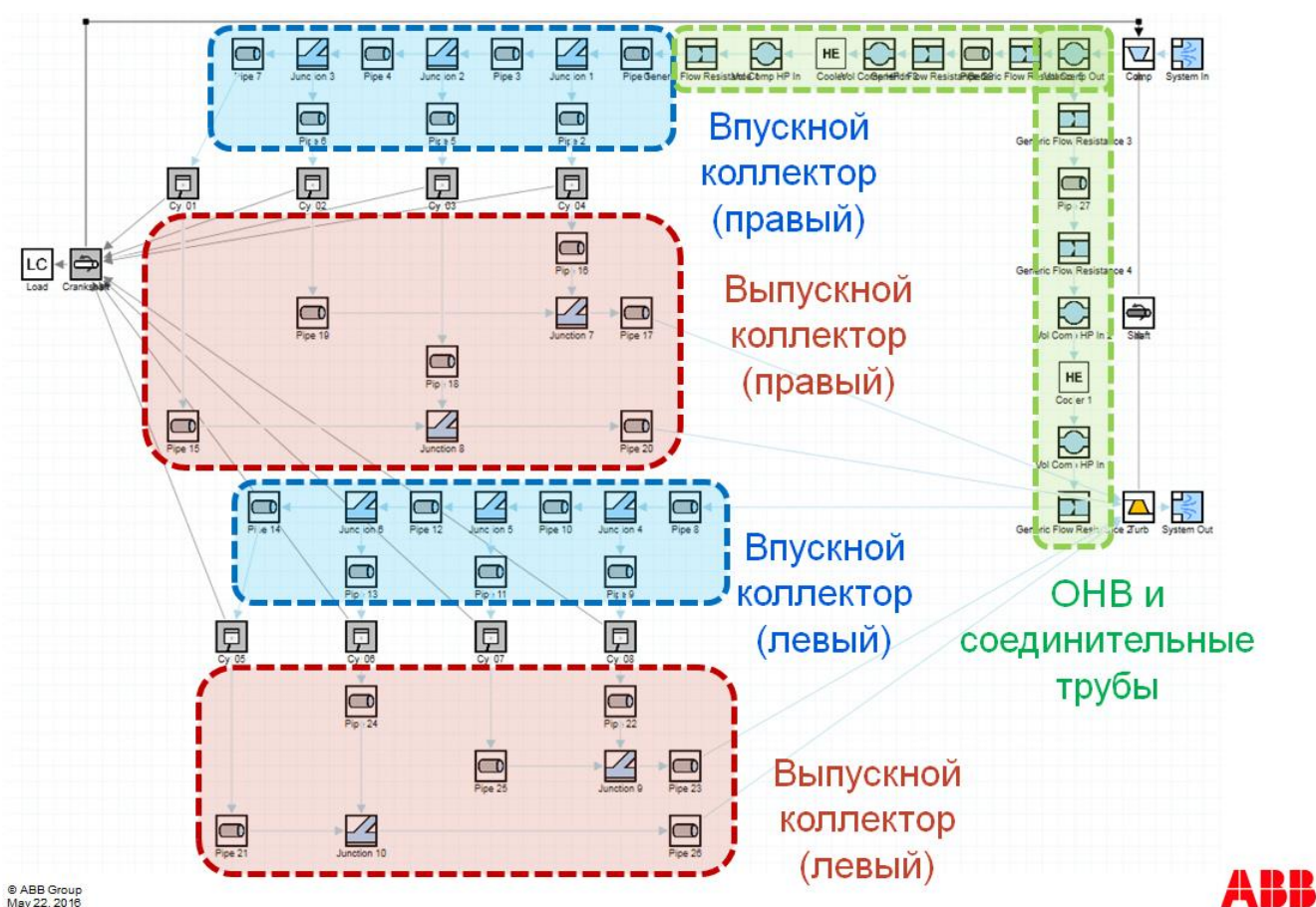


Рисунок 5.26 – Общий вид математической модели дизеля 8ДМ-21, выполненной в программном комплексе ACTUS

Из рисунка 5.26 видно, что программный комплекс ACTUS имеет блочную структуру (также, как и, например, австрийская программа AVL Boost), в которой каждый блок отвечает за тот или иной элемент двигателя (цилиндр, соединительный трубопровод, теплообменник, объем и т.д.) со своими физико-математическими параметрами и геометрическими размерами.

По результатам моделирования анализировались основные технико-экономические показатели двигателя: эффективная мощность N_e , удельный эффективный расход топлива g_e , коэффициент избытка воздуха α , среднее эффективное давление p_e и др.

В ходе моделирования для оценки качества газообмена помимо классических показателей качества газообмена – коэффициента наполнения и коэффициента остаточных газов, также проводился анализ интенсивности волновых явлений во впускных и выпускных трубопроводах. В частности, проводилась оценка амплитуд пульсаций давлений по длине впускной системы дизеля 8ДМ-21. На рисунке 5.27 представлена схема впускной системы дизеля 8ДМ-21 и места контроля амплитуды давлений по ее длине.

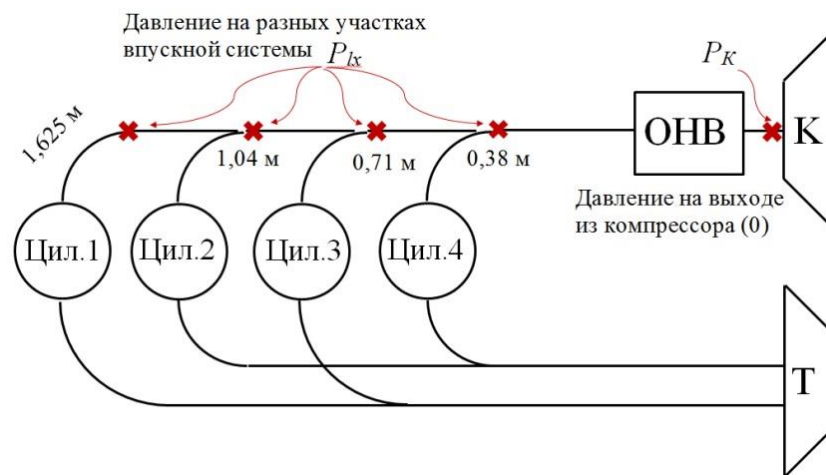


Рисунок 5.27 – Схема впускной системы дизеля 8ДМ-21 с указанием мест измерений величины амплитуды давлений
(ОНВ – охладитель наддувочного воздуха)

Как видно из рисунка 5.27, начальная точка фиксации амплитуды пульсации давлений во впускной системе соответствовала участку выхода потока из компрессора. Следующим контрольным сечением было сечение после охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) и, соответственно, перед цилиндром 4, что соответствует расстоянию 0,38 м от начала впускной системы. Далее расчеты выполнялись для контрольных сечений перед цилиндрами 3, 2 и 1 на расстояниях 0,71 м, 1,04 м и 1,625 м, соответственно.

Расчетно установлено (рисунок 5.28), что в выпускной системе дизеля 8ДМ-21 проявляются волновые явления (ярко выраженные колебания давления). При этом по длине гидравлической системы (вниз по ходу потока) они усиливаются. Обнаруженные в ходе моделирования явления могут негативно сказаться на качестве газообмена дизельного двигателя, поскольку они создают дополнительное (волновое) сопротивление во впускной системе, что снижает коэффициент наполнения и, соответственно, другие технико-экономические показатели поршневого ДВС.

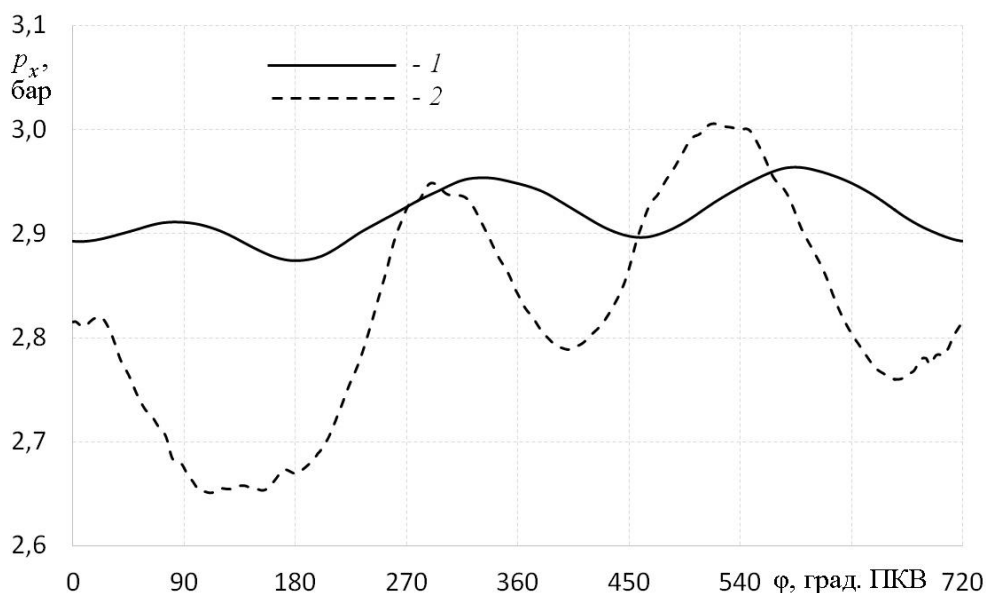


Рисунок 5.28 – Расчетные зависимости изменения давлений p_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ на выходе из компрессора ТК (1) и перед третьим цилиндром (2) для номинального режима работы двигателя

$$(N_e = 930 \text{ кВт}, n = 1500 \text{ мин}^{-1})$$

Из рисунка 5.29 видно, что и в выпускной системе дизеля 8ДМ-21 также наблюдаются ярко выраженные колебания давления. При этом наибольшая частота пульсаций наблюдается на входе в турбину ТК, а наибольшие амплитуды пульсаций давлений – на выходе отработавших газов из цилиндров двигателя.

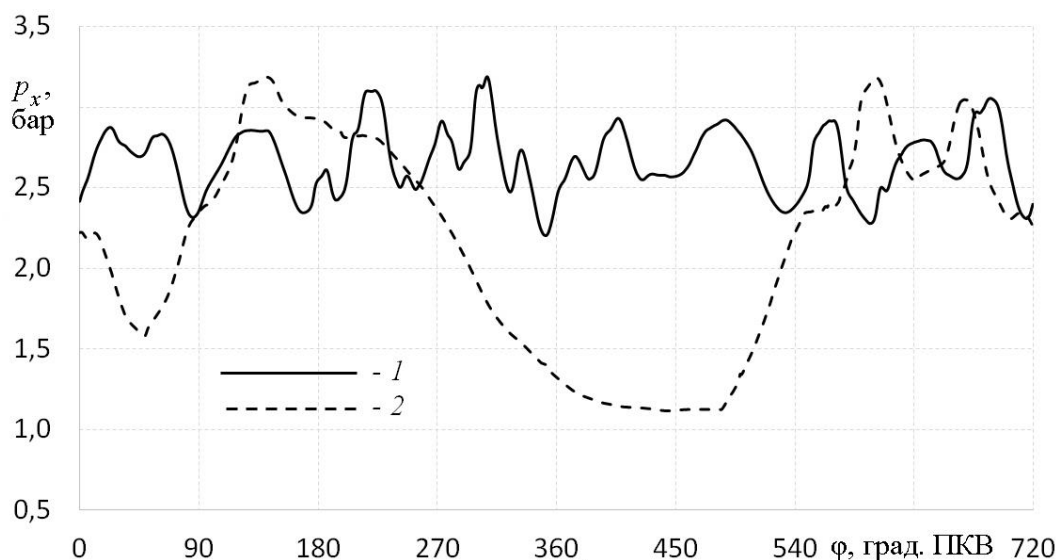


Рисунок 5.29 – Расчетные зависимости изменения давлений p_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ на входе в турбину ТК (1) и после третьего цилиндра (2) для номинального режима работы двигателя ($N_e = 930$ кВт, $n = 1500$ мин⁻¹)

В качестве оценки качества газообмена исследовались амплитуды давлений по длине во впускной системе дизеля 8ДМ-21. Из рисунка 5.30 видно, что наименьшие величины амплитуд пульсаций будут на выходе потока из компрессора ТК. Однако, при этом, как показало исследование, колебания давлений на выходе имеют наибольшую частоту пульсаций, то есть на выходе потока из компрессора ТК наблюдаются высокочастотные пульсации потока воздуха с низкой амплитудой. Наибольшие же амплитуды давлений во впускной системе наблюдаются на расстоянии 0,4-0,5 м от выхода потока из компрессора ТК. Это участок сразу после охладителя наддувочного воздуха. После этого величины амплитуд пульсаций стабилизируются около некоего среднего значения и остаются постоянными до конца впускной системы дизеля 8ДМ-21.

Также, следует отметить, что наибольшие величины амплитуд пульсаций давлений во впускной системе характерны для номинального режима работы дизеля. С уменьшением нагрузки на дизель и снижением его частоты вращения, снижаются и величины амплитуд пульсаций давлений потока (рисунок 5.30).

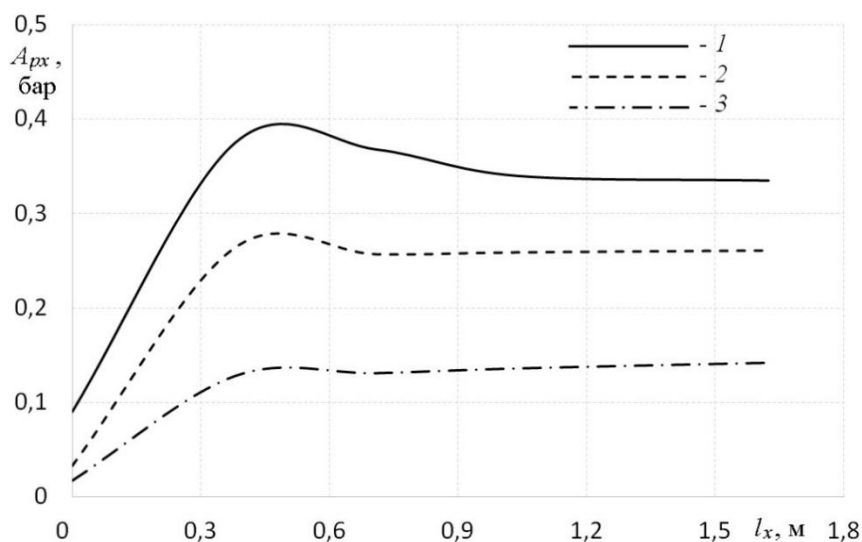


Рисунок 5.30 – Расчетные зависимости амплитуд давлений A_{px} по длине l_x впускной системы для разных режимов работы:

1 – номинальный ($N_e = 930$ кВт, $n = 1500$ мин⁻¹);

2 – частичный ($N_e = 578$ кВт, $n = 1080$ мин⁻¹);

3 – частичный ($N_e = 341$ кВт, $n = 800$ мин⁻¹)

Далее было проведено расчетное исследование влияния геометрических характеристик впускного трубопровода на волновые явления во впускной системе двигателя. Напомним, что геометрические размеры базового впускного трубопровода дизеля 8ДМ-21 составляют: внутренний диаметр 156 мм, длина 1,625 м. Внутренние диаметры новых исследуемых впускных трубопроводов (при сохранении их длины) составляли:

1) $D_1 = 80$ мм (в 2 раза меньше базового);

2) $D_2 = 250$ мм (в 1,5 раза больше исходного);

3) $D_3 = 330$ мм (в 2 раза больше исходного).

На рисунке 5.31 показаны расчетные зависимости давлений p_x во впускном трубопроводе с разными диаметрами от угла поворота коленчатого вала φ для номинального режима работы дизеля 8ДМ-21.

Из рисунка 5.31 видно, что диаметр впускного трубопровода оказывает существенное влияние на газодинамику течения газового потока в нем. Так, уменьшение внутреннего диаметра до 80 мм приводит к появлению колебаний давления потока, а увеличение диаметра до 250-330, наоборот, вызывает некоторое сглаживание изменения давления во впускном трубопроводе.

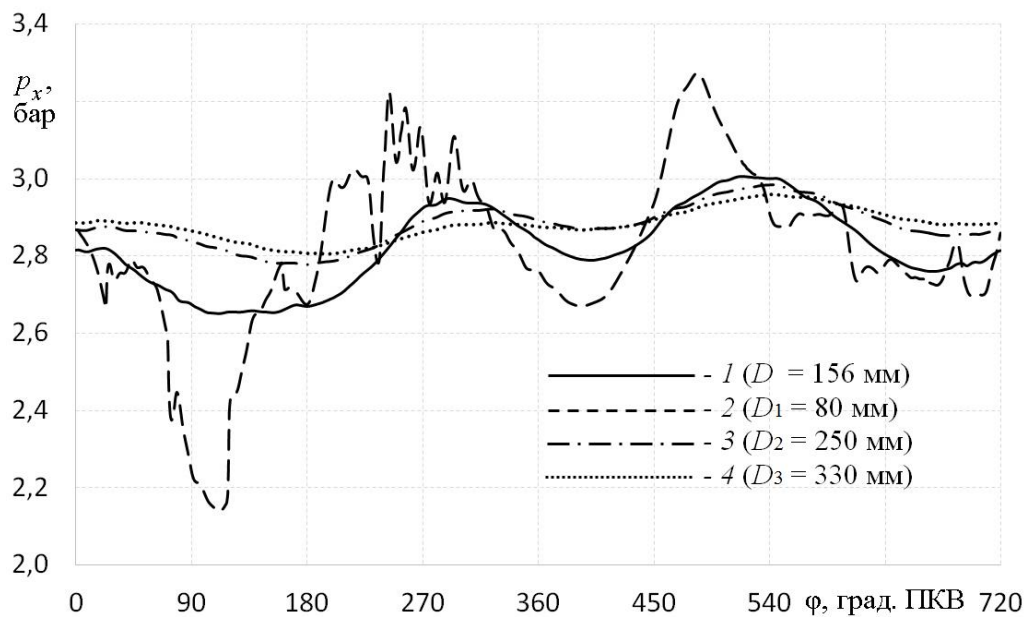


Рисунок 5.31 – Расчетные зависимости изменения давлений p_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ около третьего цилиндра для номинального режима работы дизеля 8ДМ-21 для разных диаметров канала:

1 – $D = 156$ мм; 2 – $D_1 = 80$ мм; 3 – $D_2 = 250$ мм; 4 – $D_3 = 330$ мм

Более наглядно сглаживание пульсаций давления во впускном трубопроводе при разных диаметрах канала можно проследить, если обратиться к рисунку 5.32, на котором представлены расчетные зависимости величин амплитуд давлений A_{px} по длине l_x впускного трубопровода с разными геометрическими размерами.

Установлено (рисунок 5.32), что уменьшение внутреннего диаметра приводит к увеличению амплитуд колебаний давления во впускном трубопроводе в 2,0-2,5 раза по сравнению с базовым трубопроводом. При этом, увеличение диаметра, наоборот, приводит к сглаживанию волновых явлений во впускной системе дизеля 8ДМ-21 (происходит снижение амплитуд давлений в 1,5-2,0 раза).

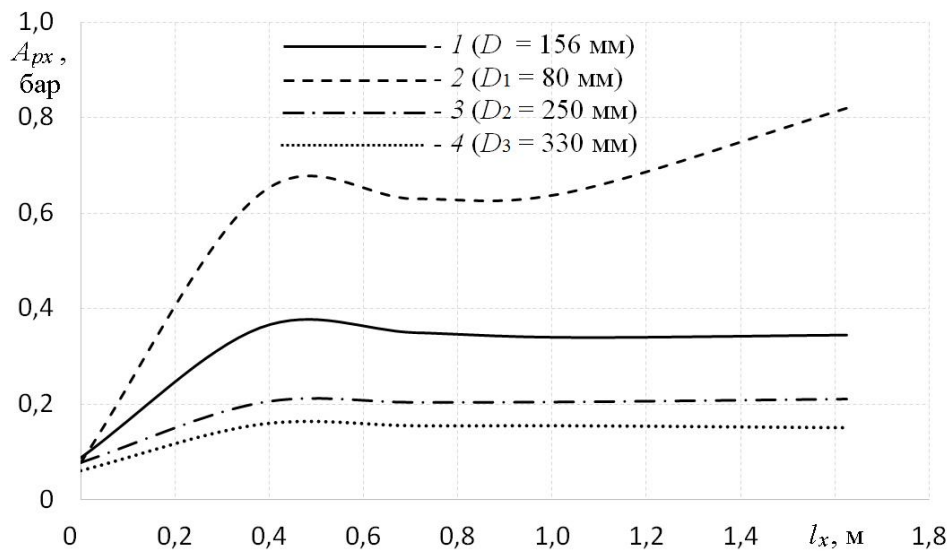


Рисунок 5.32 – Расчетные зависимости величин амплитуд давлений A_{px} по длине l_x впускной системы при разных диаметрах каналов:

1 – $D = 156$ мм; 2 – $D_1 = 80$ мм; 3 – $D_2 = 250$ мм; 4 – $D_3 = 330$ мм

Обнаруженный эффект должен положительно сказаться на наполнении цилиндров двигателя свежим зарядом, поскольку сглаживание пульсационных явлений во впускном трубопроводе должно несколько снизить сопротивление всей впускной системы, что улучшит качество газообмена.

Как и ожидалось, из рисунка 5.33 видно, что при использовании во впускной системе трубопровода с внутренним диаметром 80 мм приводит к падению коэффициента наполнения во всем диапазоне режимов работы дизеля. Применение же впускных трубопроводов с большими диаметрами (220 и 330 мм), наоборот, вызывает рост коэффициента наполнения в среднем на 0,5 % на некоторых режимах работы двигателя 8ДМ-21.

Изменение величины коэффициента наполнения оказывает влияние и на мощностные характеристики рассматриваемого дизеля. При использовании во впускной системе трубопровода с меньшим диаметром приводит к снижению мощности дизеля на 0,5-2,5 %, а установка трубопровода с увеличенным диаметром – к росту мощности вплоть до 0,7 %.

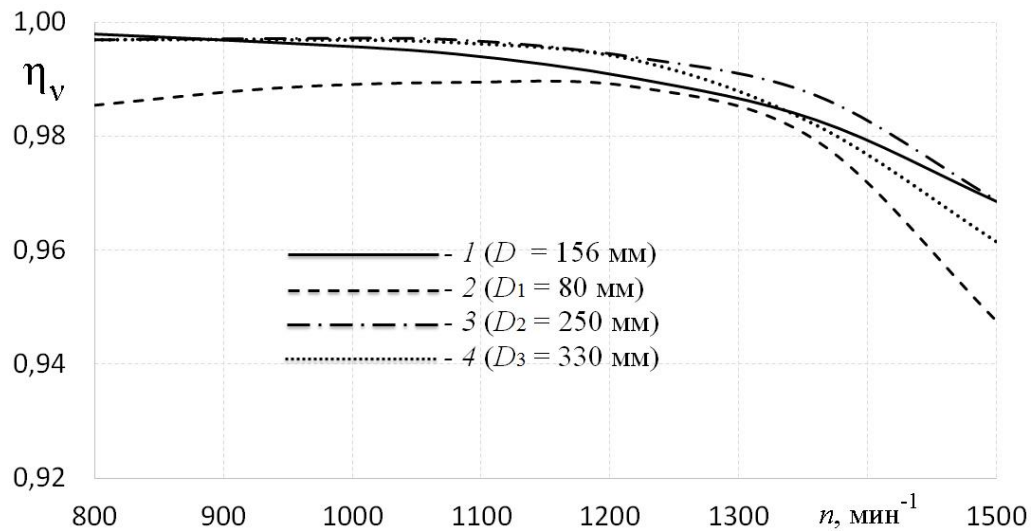


Рисунок 5.33 – Расчетные зависимости коэффициента наполнения η_v от частоты вращения коленчатого вала n дизеля 8ДМ-21 при разных диаметрах впускного трубопровода: 1 – $D = 156$ мм; 2 – $D_1 = 80$ мм; 3 – $D_2 = 250$ мм; 4 – $D_3 = 330$ мм

Примечательно, что за счет сглаживания волновых явлений во впускном трубопроводе при увеличении мощности дизеля одновременно происходит небольшое снижение расхода топлива (на величину около 0,75 %) на отдельных режимах работы дизеля (рисунок 5.34).

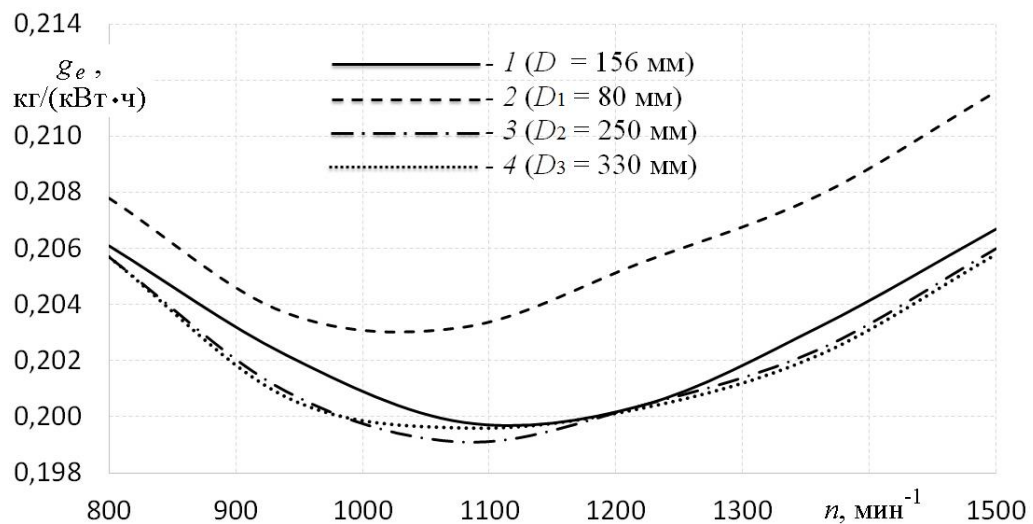


Рисунок 5.34 – Расчетные зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения коленчатого вала n дизеля 8ДМ-21 при разных диаметрах впускного трубопровода: 1 – $D = 156$ мм; 2 – $D_1 = 80$ мм; 3 – $D_2 = 250$ мм; 4 – $D_3 = 330$ мм

Вероятно, это связано с тем, что совершенствование качества газообмена приводит к улучшению условий внутри цилиндра, что способствует более качественному смесеобразованию с последующим более полным сгоранием топливно-воздушной смеси.

Таким образом, проведенное численное исследование показало, что геометрические размеры впускного трубопровода оказывают существенное влияние на газодинамику потоков в них. Путем подбора оптимальной конфигурации впускной системы можно повысить качество газообмена, что приведет к улучшению технико-экономических показателей дизельных двигателей. В частности, показано, что установка на дизель 8ДМ-21 впускного трубопровода большего диаметра приводит к увеличению коэффициента наполнения в среднем на 0,5 %, что увеличивает мощность двигателя вплоть до 0,7 % и снижает его удельный эффективный расход топлива примерно на 0,5-0,75 %.

5.2.2. Расчет рабочего процесса дизельного двигателя 8ЧН 21/21 с выпускной системой с эжекцией

При исследовании влияния активной эжекции в выпускной системе дизеля 8ДМ-21 на его технико-экономические показатели была модернизирована математическая модель, описанная выше. В результате была создана расчетная модель рассматриваемого дизеля с учетом геометрических характеристик впускной и выпускной систем, а также с применением активной эжекцией в выпускном трубопроводе.

К модели дизеля 8ДМ-21, показанной выше, были добавлены элементы, создающие активную эжекцию, со следующими параметрами:

- диаметр эжекционной трубки 0,055 м;
- длина эжекционной трубки в выпускном коллекторе 0,2 м;
- эжекционное давление 1,5 бар;
- температура эжекционного воздуха 30 °С.

Результаты математического моделирования в ACTUS подтверждают результаты экспериментальных исследований в аспекте сглаживания пульсаций скорости и давления потока в выпускном трубопроводе (рисунок 5.35). Следовательно, можно предположить, что это окажет влияние и на коэффициент остаточных газов γ , и на удельный эффективный расход топлива g_e .

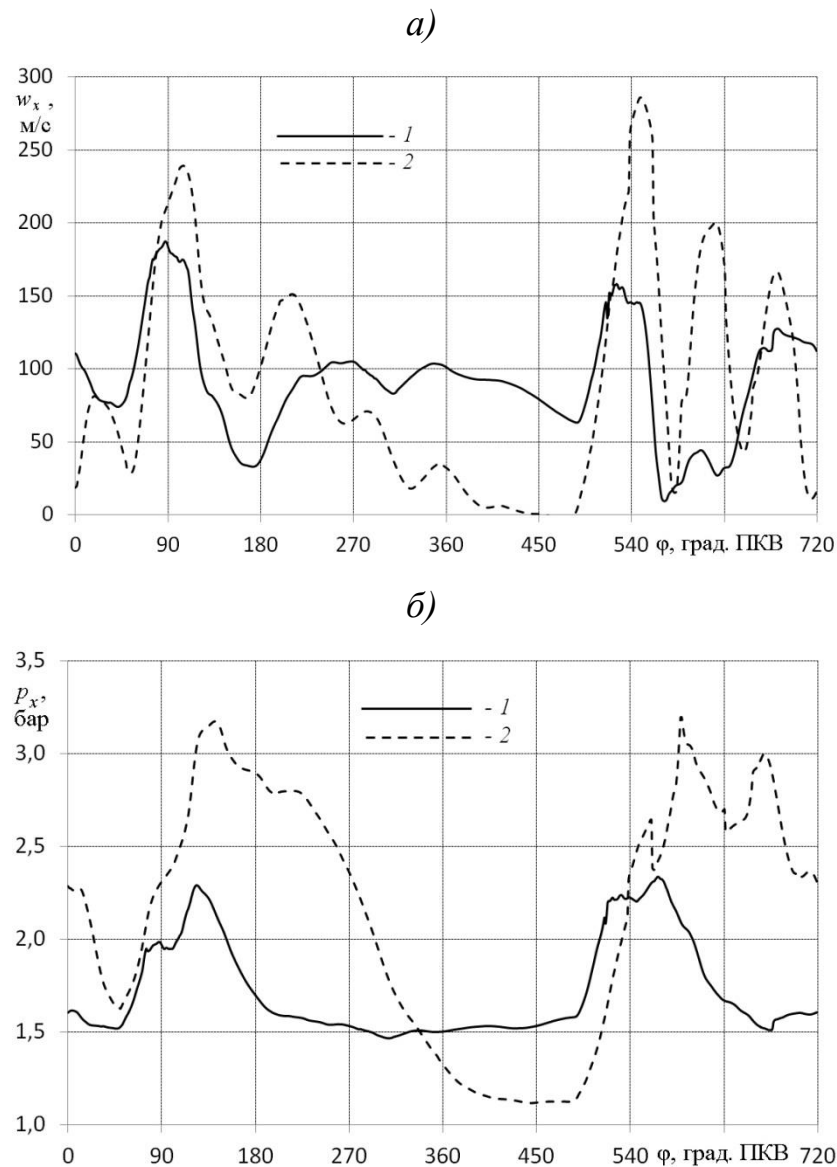


Рисунок 5.35 – Зависимости местных скорости газов w_x (а) и давления p_x (б) отработавших газов в выпускном трубопроводе с эжекцией (1) и без нее (2) для двигателя 8ДМ-21 при частоте вращения коленчатого вала

$$n = 1500 \text{ мин}^{-1} \text{ и мощности } 930 \text{ кВт}$$

В частности, из рисунка 5.35 видно, что в случае применения эффекта эжекции в выпускной системе дизеля 8ДМ-21 происходит снижение максимальной, но не средней скорости потока свежего заряда почти в 2 раза по сравнению с базовым двигателем. Снижение же максимальной величины статического давления в выпускной системе с эжекцией достигает 30 %. При этом, как отмечалось выше, происходит сглаживание колебаний скорости и давления потока во всем рабочем цикле двигателя (в течение всех 720 градусов ПКВ). Это должно положительно сказаться на качестве газообмена (на коэффициенте остаточных газов), поскольку стабилизация потока приводит к снижению сопротивления гидравлической системы.

На рисунке 5.36 показаны зависимости коэффициента остаточных газов γ дизеля 8ДМ-21 от относительной мощности двигателя при разных конфигурациях выпускной системы (с эжекцией и без нее).

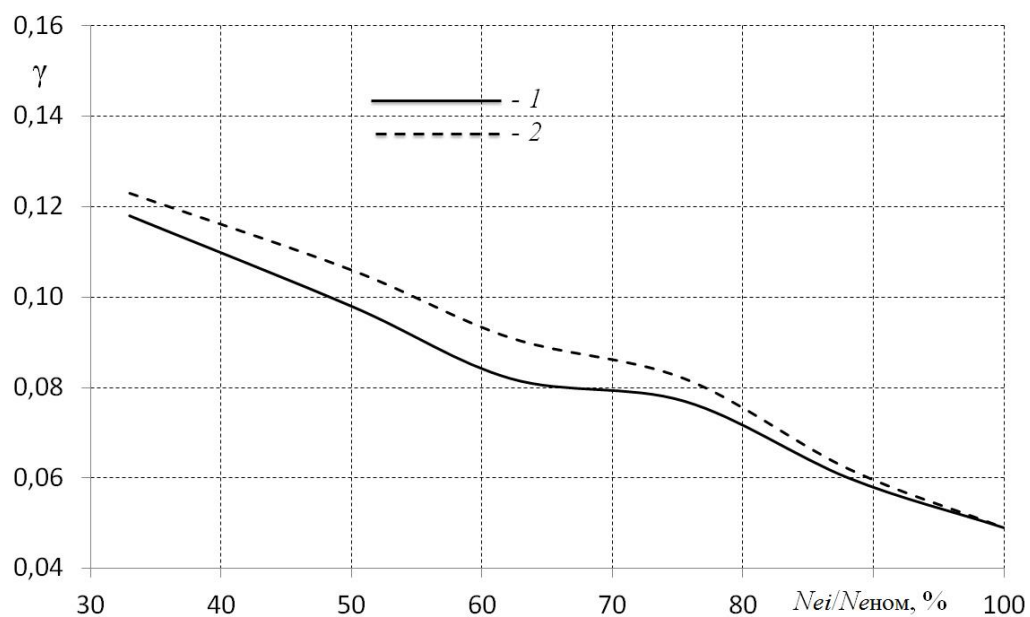


Рисунок 5.36 – Расчетные зависимости коэффициента остаточных газов γ от относительной мощности двигателя $N_{ei}/N_{ном}$ при разных конфигурациях выпускной системы дизеля 8ДМ-21: 1 – с эжекцией; 2 – без эжекции

Результаты математического моделирования указывают на то, что за счет использования активной эжекции в выпускном трубопроводе коэффициент остаточ-

ных газов снижается вплоть до 10 % на частичных режимах работы двигателя (рисунок 5.36), что приводит к уменьшению удельного эффективного расхода топлива g_e в пределах 1,5 % на тех же режимах работы (рисунок 5.37).

Следует отметить, что при этом отсутствует существенное изменение удельной эффективной мощности дизельного двигателя – колебания N_e находятся в пределах $\pm 0,5$ %.

Оценочные расчеты показали, что снижение удельного расхода топлива дизеля 8ДМ-21 на 1,5 % на частичных режимах позволит уменьшить потребление топлива энергетической установкой до 3 кг/ч. При эксплуатации только одной энергетической установки с дизелем 8ДМ-21 это приведет к экономии от 10 до 26 тон дизельного топлива в год. То есть ежегодные затраты на покупку топлива по текущим ценам снизятся на величину от 350 тыс. руб. до 1 млн. руб.

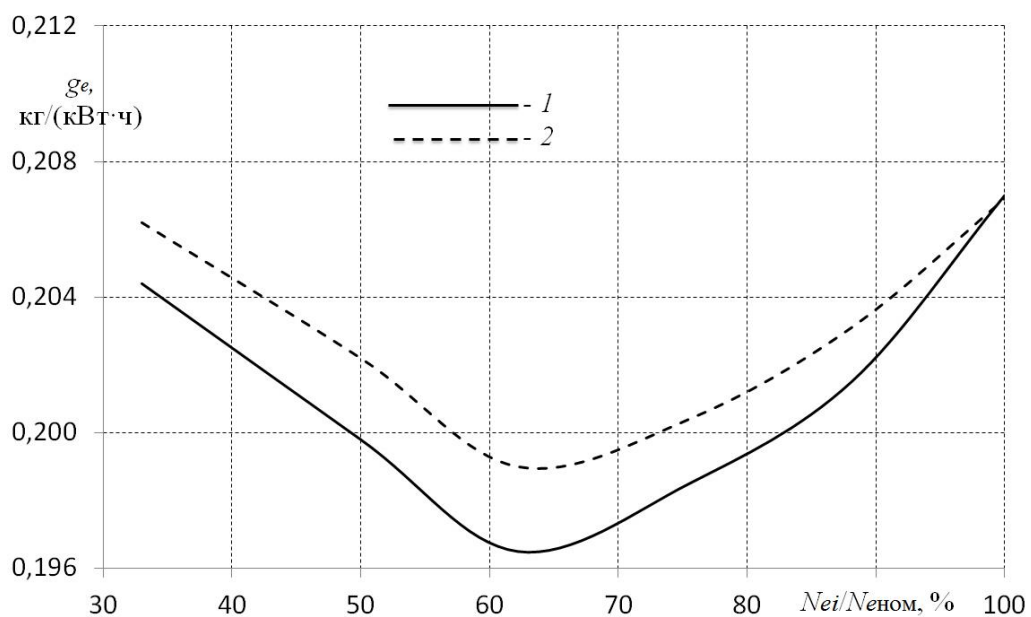


Рисунок 5.37 – Расчетные зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e от относительной мощности двигателя $N_{ei}/N_{eном}$ при разных конфигурациях выпускной системы дизеля 8ДМ-21: 1 – с эжекцией; 2 – без эжекции

Таким образом применение активной эжекции в выпускной системе дизельного двигателя приводит к улучшению очистки цилиндров вплоть до 10 %, что снижает удельный эффективный расход топлива в среднем на 1 % (или массовый расход до 3 кг/ч) при сохранении мощностных характеристик дизеля.

5.3. Энерго- и ресурсосбережение на основе совершенствования процессов газообмена в поршневых двигателях

Рассмотрим возможности энерго- и ресурсосбережения при изготовлении и эксплуатации поршневых двигателей с модернизированной газовоздушной системой.

Для решения задачи повышения энергоэффективности в области двигателестроения просматриваются два направления: оптимизация конструкции элементов двигателя (одновременно с технологией их изготовления), не затрагивая существа происходящих в нем процессов, и/или повышение эффективности (совершенствование) рабочих процессов [260], с последующим изменением конструктивного исполнения.

При реализации первого направления, принимая во внимание высокую степень конструктивной проработки деталей и узлов традиционных поршневых двигателей, снижение потребления топливно-энергетических ресурсов будет происходить, в основном, при изготовлении двигателей. Например, за счет оптимизации технологии изготовления основных деталей поршневых ДВС (коленчатый вал, головка блока, блок цилиндров, корпусные детали и др.), что приведет к меньшим затратам машинного времени, экономии энергоносителей при его производстве, а также за счет снижения расхода материалов. Однако при этом способе энерго- и ресурсосбережения технико-экономические показатели самого поршневого двигателя не меняются, и, соответственно, достигнуть снижения затрат в эксплуатации не удастся.

Реализация второго направления снижения потребления энергетических и капитальных ресурсов будет происходить как при изготовлении двигателей, так и при их эксплуатации. К этому направлению можно отнести следующие мероприятия: совершенствование рабочих процессов в газоздушных трактах, в системе охлаждения, топливоподающей системе и т.д., а также меры направленные на повышение качества эксплуатации поршневых двигателей внутреннего сгорания. При этом из-за увеличения эффективных характеристик ДВС снижение затрат при производстве будет осуществляться за счет уменьшения количества необходимых поршневых двигателей для выработки необходимого объема мощности. Более того, во время эксплуатации поршневые двигатели с более совершенным рабочим процессом расходуют меньше горюче-смазочных материалов, имеют большую надежность, а также требуют меньше ресурсов на ремонт и техническое обслуживание.

Таким образом наиболее перспективным и эффективным направлением энергосбережения в области двигателестроения является именно совершенствование рабочего процесса поршневого ДВС.

Необходимо подчеркнуть, что развитие и использование этого направления является наукоемкой задачей, поскольку оно связано с детальным изучением физических механизмов процессов, происходящих в рабочем цикле двигателей. Поэтому для успешной реализации данного способа потребуются физико-математические и экспериментальные исследования процессов, происходящих в поршневых ДВС, в частности, во впускных и выпускных трубопроводах.

Рассмотрим вопрос об энерго- и ресурсосбережении на примере процесса впуска. Основная цель усовершенствования в данном случае состоит в улучшении наполнения цилиндра свежим зарядом (повышении коэффициента наполнения). При этом физическая сущность процессов, происходящих во впускной системе существенно зависит от типа двигателя (атмосферный или с турбонаддувом).

Экспериментальное исследование (см. главу 3) и физико-математическое моделирование (см. выше) газодинамики во впускной системе поршневого двигателя показало, что наличие пульсационных явлений (возвратно-поступательных течений) во впускном трубопроводе после закрытия клапана приводит к уменьшению

количества воздуха, поступающего в цилиндр, из-за чего, в итоге, снижается мощность двигателя. Таким образом, совершенствование процесса впуска в поршневом ДВС может заключаться в гашении пульсационных эффектов во впускной системе.

Для этого было использовано поперечное профилирование каналов (см. главы 3-5). Экспериментально установлено [218], что применение профилированного участка во впускном трубопроводе поршневого ДВС с поперечным сечением в форме треугольника позволяет сгладить пульсации газового потока и стабилизировать течение за счет создания продольных вихрей, и тем самым увеличить расход свежего заряда через систему впуска вплоть до 24% в сравнении со штатной впускной системой постоянного круглого сечения. А эффективная мощность, выдаваемая поршневым двигателем, прямо пропорциональна расходу свежего заряда через его цилиндры [141]. Поэтому мощность поршневого ДВС при использовании впускного трубопровода с профилированным участком с учетом потерь повысится не менее чем на 17 % (расчетно-аналитические оценки см. ниже).

Далее рассмотрим, к каким энергоресурсным последствиям это приведет. При применении профилированного участка во впускном трубопроводе незначительно повысится его масса (за счет использования большего количества материала на создание профилированного участка). Однако общая масса впускной системы поршневого ДВС составляет не более 8,5 % от массы всего двигателя (например, масса головки блока двигателя в сборе составляет примерно 5,0-6,5 % от массы двигателя [10]). На основании этого, можно считать, что общая масса поршневого двигателя увеличится незначительно. Но, при этом, улучшится один из основных технических параметров поршневых ДВС, такой как удельная масса q_m . Для бензиновых и дизельных двигателей без турбонаддува она в среднем составляет 4,0 и 6,5 кг/кВт соответственно [66]. А при использовании впускного трубопровода с профилированным участком q_m будет составлять максимум 4,5 и 7,2 кг/кВт для бензиновых и дизельных двигателей соответственно.

Уменьшение данного показателя для 1-го поршневого ДВС в итоге приведет к снижению затрат топливно-энергетических ресурсов для изготовления серии двигателей для покрытия определенной нагрузки за счет того, что их потребуется

меньшее количество на 15-20 % в соответствии с повышением мощности двигателя. Это снизит капитальные затраты на приобретение меньшей серии поршневых ДВС, снизит расходы при эксплуатации энергоустановок с поршневыми двигателями с модернизированной системой впуска, поскольку уменьшатся затраты на техническое обслуживание и ремонт, а также финансовые ресурсы на закупку топливо-смазочных материалов.

Вместе с тем величина полезного эффекта от эксплуатации модернизированных поршневых двигателей сугубо индивидуальна и зависит от целого ряда региональных (местных) факторов.

Далее рассмотрим региональную задачу в области малой энергетики для Свердловской области. Так, по данным источника [261] общая мощность энергоустановок малой энергетики (в основном, на базе электростанций с ДВС и/или дизель-генераторов) в Свердловской области должна составить не менее 100 МВт. В качестве примера, предположим, что для выполнения этой задачи необходимо произвести 400 дизель-генераторов мощностью 250 кВт каждый с поршневыми ДВС со традиционной впускной системой с каналами и трубопроводами, имеющими круглое поперечное сечение. В случае использования в двигателях модернизированной впускной системы с профилированными трубопроводами, то мощность каждого поршневого ДВС возрастет до 300 кВт, и потребуется только 334 дизель-генератора. Следует подчеркнуть, что, как обсуждалось в разделе 5.1, технология изготовления модернизированной впускной системой не будет существенно отличаться от таковой для изготовления двигателя с традиционным впускным трубопроводом (в обоих случаях они изготавливаются методом литья). Таким образом себестоимость изготовления дизель-генераторов на базе двигателей с модернизированной впускной системой останется практически неизменной. Поэтому примерно на 15,0 % (с учетом увеличившийся цены более мощного электрического генератора) снизятся капитальные затраты предприятий при изготовлении двигателей для решения рассматриваемой задачи малой энергетики Свердловской области.

Далее подробно рассмотрим для данного случая возможное энергосбережение у промышленного предприятия – двигателестроительного завода при изготовлении меньшей серии поршневых ДВС с модернизированной впускной системой.

Основными показателями эффективности использования энергоресурсов для машиностроительных предприятий являются [262]: топливоекмость продукции $\beta_{\text{топ.п}}$ (отношение полного годового потребления всех видов топлива $\Sigma V_{\text{т.г}}$ к $C_{\text{г.п}}$); энергоекмость продукции $\beta_{\text{эн.п}}$ (отношение полного годового потребления топлива и всех видов энергии $\Sigma V_{\text{г}}$ к стоимости годового выпуска продукции $C_{\text{г.п}}$); теплоемкость продукции $\beta_{\text{т.п}}$ (отношение годового потребления тепловой энергии $Q_{\text{г}}$ к $C_{\text{г.п}}$); электроемкость продукции $\beta_{\text{эл.п}}$ (отношение годового потребления активной мощности $W_{\text{эл.г}}$ к $C_{\text{г.п}}$).

В рассматриваемом случае энергосбережения может быть достигнуто в основном за счет снижения $\beta_{\text{эл.п}}$, поскольку другие показатели эффективности использования энергоресурсов предприятия ($\beta_{\text{т.п}}$ и $\beta_{\text{топ.п}}$) останутся практически неизменными. Так, годовое потребление основных видов топлива (мазут, дизельное топливо, керосин, газ и т.д.) для нужд производства останется прежним. А годовое потребление тепловой энергии, которая необходима для вентиляции и обогрева цеховых помещений и зданий также сохранится на прежнем уровне (предполагаем, что количество складских помещений, цехов, стендов, лабораторий и других административных помещений завода не изменится).

Снижение годового потребления активной мощности на предприятии в данном случае будет осуществляться за счет снижения расхода электроэнергии в термических и литейных цехах, а также при выработке кислорода и сжатого воздуха, т. к. для решения задачи малой энергетики необходимо изготовить меньше на 15,0 % поршневых двигателей с модернизированной впускной системой. Для двигателестроительного завода это означает, что ему потребуется выпустить меньшее количество деталей двигателей, причем не только деталей и узлов впускной системы, но более сложных деталей, таких как коленчатый вал, распределительный вал, блок цилиндров, корпусные детали, головка блока и другие.

На основе статистических данных [262] проведем анализ возможного энергосбережения по всем видам топливно-энергетических ресурсов и отдельно по электроэнергии для рассматриваемого случая.

Например, для изготовления универсальных двигателей внутреннего сгорания общее потребление топливно-энергетических ресурсов составляет примерно 318,4 тыс. т у.т., из них на тепловую энергию расходуется 18,4 % (58,5 тыс. т у.т.), на электроэнергию – 37,7 % (120,1 тыс. т у.т.), на топливо – 43,9 % (139,8 тыс. т у.т.). Тогда в рассматриваемом случае расход электроэнергии сократится примерно на 15,0 % из-за уменьшения необходимого количества дизель-генераторов. Соответственно потребление электроэнергии составит 100,3 тыс. т у.т., а общее потребление топливно-энергетических ресурсов – 298,6 тыс. т у.т., что на 6,22 % меньше, чем исходный уровень.

Таким образом повышение в результате научно-исследовательских работ эффективности только одного процесса – процесса впуска в поршневом двигателе, позволившее создать модернизированную впускную систему (с профилированным участком) даст улучшение важнейшего технического параметра двигателя – удельной массы приблизительно на 20 %. Это позволит снизить общую затрату топливно-энергетических ресурсов при производстве дизель-генераторов для объектов малой энергетики Свердловской области примерно на 6,0 %, и уменьшить капитальные затраты на 15 % [260, 263].

Процесс впуска в поршневых ДВС с турбонаддувом имеет существенные отличия в газодинамических и теплообменных характеристиках потоков по сравнению с процессами в атмосферных двигателях. Соответственно, будут отличаться способы совершенствования процессов во впускной системе таких двигателей.

Экспериментальные исследования газодинамики течения во впускной системе поршневого ДВС с турбонаддувом показали, что с появлением в тракте мощного активного элемента турбокомпрессора, возникают интенсивные колебания скорости и давления потока воздуха в канале в течение всего рабочего цикла двигателя, значительно превышающие (на 25-35 %) таковые для атмосферного ДВС (см. главу 3).

Оказалось, что при этом уровне пульсаций поперечное профилирование не приводит к желаемому результату. В связи с этим была разработана автоматизированная система с электромагнитным клапаном, которая позволяет производить управляемый сброс определенного (избыточного) количества воздуха из впускной системы на участке между компрессором и впускным трубопроводом.

Было установлено, что наличие во впускном канале вышеописанной регулирующей системы приводит к стабилизации течения в процессе впуска при сохранении расходных характеристик двигателя. Известно [264], что пульсационные явления значительно меняют характеристики компрессоров, увеличивается их гидравлическое сопротивление. Оценки показывают, что снижение затрат на сжатие в компрессоре приблизительно на 10 % в двигателях с турбонаддувом приведет к лучшей очистке цилиндра от отработавших газов, и соответственно, уменьшит коэффициент остаточных газов на 5-7 %, что позволит в итоге снизить удельный расход топлива двигателя на 3-5 %.

Таким образом, вышеприведенные оценки показали, что стабилизация течения и теплообмена во впускной системе поршневых ДВС (атмосферных и с турбонаддувом) в конечном итоге даст повышение энергоэффективности как при производстве двигателей, так и при их эксплуатации.

5.4. Выводы

1. Эскизные проработки модернизированных впускных и выпускных трубопроводов с профилированными участками с поперечными сечения в форме квадрата и равностороннего треугольника показали, что они могут быть внедрены в производство без значительных конструктивных доработок газовоздушных трактов двигателя и каких-либо технологических затруднений.

2. Представлена конструктивная проработка впускной системы дизельного двигателя 6ДМ-21 (ООО УДМЗ) с системой управляемого сброса части сжатого воздуха с целью повышения качества газообмена; предложена принципиальная

схема управляемого сброса части сжатого воздуха с помощью электромагнитного клапана для двигателей с турбонаддувом, а также проработан алгоритм управления этим процессом;

3. Выполнено конструктивно-технологическое исполнение модернизированной выпускной системы дизеля 6ДМ-21 с системой эжекции; представлена эскизная проработка установки эжекционных трубок в выпускном трубопроводе для указанного двигателя;

4. Показано, что модернизация систем впуска (за счет управляемого сброса части сжатого воздуха) и выпуска (за счет применения системы эжекции) для большинства существующих модификаций поршневых двигателей с турбонаддувом может быть реализованы без существенных капиталовложений и дополнительной технологической подготовки производства на двигателестроительном заводе;

5. Выполнено физико-математическое моделирование рабочих процессов полноразмерного дизельного двигателя 8ДМ-21 с учетом конфигурации газоздушных трактов и газодинамической нестационарности при впуске и выпуске с помощью программного комплекса ACTUS (ABB Turbo Systems);

6. На основе физико-математического моделирования показано, что за счет оптимизации геометрии впускного трубопровода дизеля 8ДМ-21 можно улучшить качество газообмена (повысить коэффициент наполнения в среднем на 0,5 %), повысить эффективную мощность рассматриваемого двигателя (до 0,7 %) и снизить удельный эффективный расход топлива (вплоть до 0,75 %);

7. Моделирование рабочего процесса дизеля 8ДМ-21 в программе ACTUS показало, что применение активной эжекции в выпускной системе приводит к улучшению очистки цилиндров от отработавших газов (коэффициент остаточных газов снижается на величину до 10 %), что снижает удельный эффективный расход топлива в среднем на 1 % (или массовый расход до 3 кг/ч) при сохранении мощностных характеристик поршневого ДВС;

8. Установлено, что использование модернизированных впускных и выпускных трубопроводов с профилированными участками может привести к энергосбережению при производстве серии энергетических установок на базе поршневых

ДВС для решения задачи генерации необходимых мощностей (например, общее снижение затрат топливно-энергетических ресурсов при обеспечении объектов малой энергетики Свердловской области может составить около 6,0 %).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе разработаны оригинальные методики исследования тепломеханических процессов в газовых потоках в условиях газодинамической нестационарности, а также спроектирован, изготовлен и отлажен комплекс натурных лабораторных и промышленных установок для исследования газодинамических и тепломеханических характеристик течений в газовоздушных трактах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него. Проведенный комплекс исследований позволил сформулировать основные выводы по работе:

- Показано, что процессы в трубопроводах ДВС во время впуска и выпуска протекают с высокой степенью нестационарности, что и определяет механизм теплопереноса;
- Предложена методология исследования интенсивности локальной теплоотдачи нестационарных, пульсирующих потоков в газовоздушных трактах поршневых двигателей, а также метод учета газодинамической нестационарности при расчете локального коэффициента теплоотдачи;
- Установлено, что снижение интенсивности локальной теплоотдачи пульсирующего газового потока во впускных и выпускных трубопроводах находится в диапазоне 1,2-2,5 по сравнению со стационарным течением;
- Выявлены закономерности влияния дополнительных конструктивно-функциональных узлов впускных и выпускных трактов (в частности, компрессора и турбины турбокомпрессора системы наддува, фильтрующих элементов) на газодинамические и тепломеханические характеристики газовых потоков в поршневом ДВС; показано, что наличие фильтра приводит к сглаживанию амплитуд пульсаций скорости и давлений потока с одновременным увеличением гидравлического сопротивления трактов;
- Установлено влияние конфигурации впускного и выпускного трубопроводов поршневого двигателя без наддува на газодинамические, расходные и теплообменные характеристики газовых потоков в них; предложены способы улучшения показателей качества газообмена на основе поперечного профилирования трубопроводов (максимально достигнутый эффект заключается в повышении коэффициента наполнения вплоть до 22 % и снижении коэффициента остаточных газов до 24

% на отдельных режимах работы двигателя); расчетно-аналитическая оценка показала, что профилирование газовоздушных трактов приводит к повышению мощности ДВС (до 14 %) при фактически неизменном удельном расходе топлива ($\pm 1,0$ %) и уменьшению (в среднем на 10-12 %) тепломеханических нагрузок на основные детали и узлы впускных и выпускных трактов; технические решения на предлагаемые способы повышения качества газообмена защищены патентами Российской Федерации;

- Установлены основные закономерности изменения мгновенных значений местных скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи в газовоздушных трактах поршневого ДВС с турбонаддувом и без него при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора; на основе этих данных разработан способ уменьшения (до 2,5 раз) амплитуд пульсаций местных давления и скорости потока газа во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом, а также способ снижения (в среднем на 20 %) локального коэффициента теплоотдачи потока в нем, что позволит снизить различия в работе цилиндров многоцилиндровых ДВС, увеличить КПД компрессора, понизить уровень шума, а также повысить надежность двигателя в целом;

Получены эмпирические уравнения для расчета мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи и коэффициента мобильности теплоотдачи для впускного и выпускного трубопроводов поршневых ДВС с турбонаддувом и без него при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора;

- На основе собственных экспериментальных данных проведено комплексное математическое моделирование рабочего процесса полноразмерных поршневых двигателей с учетом газодинамической нестационарности процессов во впускных и выпускных трубопроводах; подтверждена эффективность разработанных способов модернизации впускных и выпускных систем ДВС; представлены сравнительные таблицы технико-экономических параметров исходных и модернизированных двигателей 2Ч 8,2/7,1 и 8ЧН 21/21;

- В итоге сформулировано перспективное направление дальнейших исследований процессов в газовоздушных трактах, в частности, изучение взаимосвязи процессов впуска и выпуска.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ

Все символы и сокращения поясняются при первом их появлении в тексте диссертации. Ниже приводится лишь перечень наиболее употребляемых сокращений и обозначений.

Список сокращений

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

НМТ – нижняя мертвая точка;

ВМТ – верхняя мертвая точка;

град. п.к.в. – градусы поворота коленчатого вала;

ТК – турбокомпрессор;

ОНВ – охладитель наддувочного воздуха;

КПД – коэффициент полезного действия;

АЦП – аналого-цифровой преобразователь;

ПК – персональный компьютер;

КС – камера сгорания

Список обозначений

d – диаметр трубопровода, мм;

d_3 – эквивалентный (гидравлический) диаметр канала, мм;

F – площадь поверхности, м²;

G – массовый расход, кг/с;

g_e – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч);

L – длина, м;

l – характерный линейный размер, м;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;

$n_{\text{ТК}}$ – частота вращения ротора турбокомпрессора, мин⁻¹;

N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;

p_o – барометрическое давление, Па;

p_x – локальное полное давление, Па;

T – абсолютная температура, К;

t – температура по шкале Цельсия, °С;

Q – объемный расход газа, м³/с;

w – скорость потока, м/с;

w_x – местная скорость потока, м/с;

\bar{w} – местная средняя скорость потока, м/с;

α – коэффициент избытка воздуха;

η_v – коэффициент наполнения;

α_x – локальный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

γ – коэффициент остаточных газов;

φ – угол поворота коленвала, град. п.к.в.;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;

ρ – плотность, кг/м³;

τ – время, с;

π_k – степень повышения давления в компрессоре;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

$Nu = \alpha d / \lambda$ – число Нуссельта;

$Re = wd / \nu$ – число Рейнольдса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учеб. / В. Н. Луканин, А. С. Хачиян, К. А. Морозов и др.; Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995. 319 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
3. Карасик А. Б. Конструирование и оценка прочности основных деталей двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие / А. Б. Карасик. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2003. 265 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов / А. С. Хачиян, К. А. Морозов, В. Н. Луканин и др.; Под ред. В. Н. Луканина. 2-е изд. М.: Высш. шк., 1985. 311 с.
5. Иванов А. М. Основы конструкции автомобиля / А. М. Иванов, В. В. Гавевский, А. Н. Солнцев. М. ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. 336 с.
6. Глаголев Н. М. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины / Н. М. Глаголев, А. А. Куриц, В. В. Водолажченко, Е. Т. Бартош. 2-е издание, перераб. и доп. М. Транспорт, 1965. 400 с.
7. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания / Н. Х. Дьяченко, С. Н. Дашков, Ю. И. Будыко, П. М. Белов, В. С. Мусатов; Под ред. . Х. Дьяченко. М.: Ленинград, 1962. 360 с.
8. Дизели: Справочник. 3-е изд., перераб. и доп./ Под общ. ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова и др. Л.: Машиностроение, 1977. 480 с.
9. Драганов Б. Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б. Х. Драганов, М. Г. Круглов, В. С. Обухова. К.:Вища школа. Головное изд-во, 1987. 175 с.

10. Вихерт М. М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский. М.: Машиностроение, 1982. 151 с.
11. Круглов М. Г. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие для студентов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / М. Г. Круглов, А. А. Меднов. М.: Машиностроение, 1988. 360 с.
12. Calculation of three-dimensional current in input pipe of cylinder head of diesel / Liu Botang, Gan Xianshan, Zou Guoping, Hu Jingrong. // Huazhong Univ. Sci. and Technol, 1999, Vol. 27, № 11. P. 42-44.
13. Halliday J. Simulation of engine internal flows using digital physics: Recontres sci. FP «Model multidimensionnelle ecoulements mot.», Rueil-Malmaison, 3-4 dec., 1998 / Halliday J., Teixeira C., Alexander C. // Oil and Gas Sci. and Techn.: Rev. Inst. fr. Petrole, 1999, Vol. 54, № 2. P. 187-191.
14. CDF based shape optimization of IC engine: Recontres sci: IFP «Model multidimensionnelle ecoulements mot.», Rueil-Malmaison, 3-4 dec., 1998 / N. Trigui, V. Gрязнов, H. Affes, D. Smith // Oil and Gas: Rev. Inst. fr. petrole. 1999. Vol. 54, № 2. P. 297-307.
15. Адаляев А. Ю. Влияние степени закрутки заряда в камере сгорания дизеля на образование оксидов азота / А. Ю. Адаляев // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы 9 Международной научно-практической конференции, Владимир, 2003. С. 61-64.
16. Драгомиров С. Г. Теоретический анализ процесса смесеобразования в закрученных потоках / С. Г. Драгомиров // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: материалы 8 Международной научно-практической конференции, 2001. С. 136-138.
17. Голев Б. Ю. Метод исследования газодинамических процессов в каналах поршневого двигателя / Б. Ю. Голев, В. В. Эфрос // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-технической конференции (26-28 апреля 2006, г. Челябинск). Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. 353 с.

18. Эфрос В. В. Численное исследование впускных каналов / В. В. Эфрос, Б. Ю. Голев // Двигателестроение № 4, 2007. С. 24-27.
19. Stanski Uwe. Rechnergestutze Ladungswechselauslegung / Stanski Uwe, Melcher Theo, Berthold Joachim // MTZ: Motortechnische Zeitschrift, 1985, Vol. 46, № 12. P. 491-496.
20. Dadone A. Sul calcolo dei condotti di scarico di un monocilindro / A. Dadone // ATZ: Automobiltechnische Zeitschrift, 1979, Vol. 32, № 1. P. 24-28.
21. Рудой Б. П. Донное давление газов в выпускных трактах ДВС на расчетных и нерасчетных режимах нестационарного течения / Б. П. Рудой, А. К. Хамидуллин // Двигателестроение, №12, 1986. С. 12.
22. Рудой Б. П. Математическая модель течения газов в эжекторных системах выпускного тракта ДВС / Б. П. Рудой, А. К. Хамидуллин // Двигателестроение, 1982, № 10. С. 15-17.
23. Онищенко Д. О. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра и клапанов дизеля / Д. О. Онищенко, С. А. Панкратов // Вестник МГТУ им. Баумана, 2013, №4. С. 94-108.
24. Коробко В. В. Численное моделирование процессов в переходнике датчика кислорода и в выпускном коллекторе ДВС / В. В. Коробко, С. В. Коробко // Двигатели внутреннего сгорания, 2009, № 2. С. 23-27.
25. Алехин С. А. Модернизация преобразователя импульсов для выпускной системы двухтактных дизелей типа 6ТД / С. А. Алехин, И. А. Краюшкин, В. А. Опалев // Двигатели внутреннего сгорания, 2007, № 2. С. 48-51.
26. Терегулов Т. И. Программный пакет ALLBEA: расчетный анализ и синтез характеристик газообмена дизеля с турбонаддувом / Т. И. Терегулов, А. А. Чернусов // Двигателестроение, 2013, № 3. С. 28-32.
27. Гришин Ю. А. Численное моделирование газообмена двухтактных двигателей / Ю. А. Гришин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение, 2009, № 2. С. 36-44.
28. Кухаренок Г. М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования / Г. М. Кухаренок. Минск: БГПА, 1999. 180 с.

29. Портнов Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Теория, рабочий процесс и характеристики / Д. А. Портнов. М.: Машгиз, 1963. 640 с.
30. Глаголев Н. М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. Новый метод расчета / Н. М. Глаголев. М.: Машгиз, 1950. 480 с.
31. Двигатели внутреннего сгорания. Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах. Под ред. А.С. Орлина. 2-е изд., Т. 1. М.: Машгиз, 1957. 396 с.
32. Рикардо Г. Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. Перевод с английского Ю. Л. Еганяна, В. И. Ивина и М. Г. Круглова. Под общей редакцией М. Г. Круглова. М.: ГНТИ Машиностроительной литературы, 1960. 411 с.
33. Засс Фр. Бескомпрессорные двигатели Дизеля со струйным смесеобразованием. Пер. с нем. Второе, переработанное, издание. М.: ОНТИ, 1935. 448 с.
34. Лазурко А. А. Измерения и моделирование при проектировании газоздушных систем ДВС / А. А. Лазурко, С. С. Соколов // Двигателестроение, 1984, № 1. С. 23-27.
35. Jenny E. Uni dimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer, and change of section / E. Jenny // Brown Boveri Review. 1950, Vol. 37, № 11. P. 447-461.
36. Gazeaux J. Characterization of swirl under steady flow in a single cylinder diesel engine with different inlet conditions / J. Gazeaux, D. G. Thomas // Entropie, 2001, Vol. 37, № 234. P. 12-19.
37. Simulation of air charge flow on intake stroke of diesel engine / Mei De-qing, Sun Ping, Cai Yi-xi, Gong Xion-mei, Miao Yue-chuan, Wang Wei-feng, Jiangsu daxue xuebao, Ziran kexue ban, J. Jiangsu // Univ. Natur. Sci., 2002, Vol. 23, № 4, P. 12-15.
38. Янович Ю. В. Оценка адекватности расчетного исследования течения во впускном трубопроводе двигателя / Ю. В. Янович // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы 9 Международной научно-практической конференции, Владимир, 2003. С. 267-271.

39. Kang Kern Y. The effect of intake valve alignment on swirl generation in a DI diesel engine / Y. Kang Kern, D. Reitz Rolf // *Exp. Therm. and Fluid Sci.*, 1999, Vol. 20, № 2. P. 94-103.
40. Wu Zhi-jun. Research of vortex formation in cylinder of diesel engine on intake stroke / Wu Zhi-jun, Sun Jimei, Huangzhen // *J. Shanghai Jiaotong Univ.*, 2000, Vol. 34, № 9, P. 1293-1297.
41. Липчук В. А. Установка для исследования течения газа в газоздушных трактах двигателей / В. А. Липчук // *Экспресс-информация. Серия 14-1. Двигатели внутреннего сгорания. Выпуск 2. Опыт ПО «Турбомоторный завод» в дизелестроении*, 1981, Вып. 12. С. 12-13.
42. Wolters Peter. Tumble-Brennverfahren für DL-Ottomotoren / Wolters Peter, Geiger Jose, Baumgarten Henning // *MTZ: Motortechn. Z.*, 2000, Vol. 61, № 11, P. 758-767.
43. Драгомиров С. Г. Влияние регулируемого вихреобразования на впуске на показатели двигателя / С. Г. Драгомиров, Ю. В. Янович, М. С. Драгомиров // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы 9 Международной научно-практической конференции*, Владимир, 2003. С. 41-45.
44. Романченко А. Ф. Информационно-измерительные системы нестационарного энергетического состояния А. Ф. Романченко. Уфа, 2000, 173 с.
45. Ромащенко А. Ф. О перспективах расширения функциональных возможностей термоанемометрических методов измерений / А. Ф. Ромащенко, А. Н. Кудрин // *Датчики и преобразователи информационных систем измерения, контроля и управления «Датчик 2000»* / Материалы 12 науч. тех. конф., Москва, МГИЭМ, 2000. С. 56-58.
46. Устройство измерения расхода воздуха для системы управления двигателем: патент Японии 6046165 // *Реферативный журнал «Изобретения стран мира»*. 1997, № 10. С. 14.
47. Измеритель скорости потока газа: патент Японии 6043906 // *Реферативный журнал «Изобретения стран мира»*. 1997, № 9. С. 15.

48. Способ и устройство для измерения скорости потока среды: патент США 5218866 // Реферативный журнал «Изобретения стран мира». 1995, № 3. С. 28.
49. Массовый расходомер с нитью накала: патент Франции 2728071 // Реферативный журнал «Изобретения стран мира». 1997, № 20. С. 12.
50. Анемометр с питающим напряжением: патент Германии 4342235 // Реферативный журнал «Изобретения стран мира». 1997, № 3. С. 34.
51. Устройство измерения расхода воздуха для системы управления двигателем внутреннего сгорания: патент Японии 6046164 // Реферативный журнал «Изобретения стран мира». 1997, № 10. С. 21.
52. Фреймут П. Теория регулирования с обратной связью для термоанемометров постоянной температуры / П. Фреймут // Приборы для научных исследований. 1967. № 5. С. 98-105.
53. Research of air charge flow in cylinder of spark-ignition engine / Feng Mingzhi, Xu Zhen-zhong, Li Yu-feng, Liu Shu-liang, Shi Shaoxi, Tianjin daxue xuebao, Ziran kexueyu gongcheng, J. Tianjin // Univ. Sci. and Technol., 2000, № 3. P. 355-359.
54. Дубовский В. В. Термоанемометрическое устройство. Пат. 2017157 (РФ), 1994, заявка: 4761881/10. бюл. № 7.
55. Окунь И. З. Термоанемометр постоянной температуры. А.С. 788004 (СССР), 1980, Б.И. № 46.
56. Dreidimensionale fur 4-takt-Verbrennungsmotoren mit Ein. Ventilsteuerung nach dem Prinzip von Bernoulli: Заявка 10161689. Германия, МПК F 02 F 1/24, F 02 F 1/42. Kludzuweit Alfred.
57. Вавилов В. Д., Сарычев С. В., Чумаков В. И., Матвеев В. И., Яковлев В. П. Термоанемометр. А.С.834524 (СССР), 1981, Б.И. № 20.
58. Засухин И. Н., Булыгин В. П., Бернадский В. Г., Волосенцев Б. С. Термоанемометр. А.С. 650014 (СССР), 1979, Б.И. № 8.
59. Хинце И. О. Турбулентность / О. И. Хинце. М.: Физматгиз, 1963. 680 с.

60. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроение / И. Л. Повх. Изд. 3-е, доп. и исправл. Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. 480 с.
61. Брэдшоу П. Введение в турбулентность и ее измерение / П. Брэдшоу. М.: Машиностроение, 1974. 282 с.
62. Романченко А. Ф., Клишко А. Р. Термоанемометрический датчик. А.С. 775701 (СССР), 1980, Б.И. № 40.
63. Датчик массового расхода воздуха: патент США 5383357 // Реферативный журнал «Изобретения стран мира». 1996, № 5. С. 33.
64. Романченко А. Ф., Ахметов Р. Р., Вежнин В. П. Термоанемометрический преобразователь. А.С. 638896 (СССР), 1978, Б.И. № 47.
65. Тепловой датчик расхода воздуха с импульсным управлением: патент Японии 6054252 // Реферативный журнал «Изобретения стран мира», 1997, № 14. С. 11.
66. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб. / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995. 368 с.
67. Блинов А. Д. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малолитражных грузовиков / А. Д. Блинов, Ю. Е. Драган, П. А. Голубев и др. Под ред. В. С. Папонова и А. М. Минеева. М.: НИЦ «Инженер», 2000. 332 с.
68. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. 480 с.
69. Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. 432 с.
70. Березин С. Р. Исследование динамического наддува четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1980. 16 с.

71. Крайнюк А. И. Системы газодинамического наддува. Монография / А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус. Луганск: Изд-во Восточноукр. нац. уни-та, 2000. 224 с.
72. Matsumoto I. Variable induction systems to improve volumetric efficiency at low and/or medium engine speeds / I. Matsumoto, A. Ohara // SAE Techn. Pap. Ser., 1986, № 860100. P. 3-11.
73. Круглов М. Г. Критериальная взаимосвязь параметров четырехтактного ДВС при динамическом наддуве / М. Г. Круглов, Б. П. Рудой, С. Р. Березин // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков: Изд-во «Вища школа» при ХГУ, 1983, Вып. 37. С. 67-76.
74. Burchardt H. M. Rechnerische Auslegung des geschalteten Ansaugsystems Dual Ram / H. M. Burchardt, G. Arnold // Automob. Ind., 1989, № 5. P. 619-632.
75. Кухаренок Г. М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования / Г. М. Кухаренко. Минск: БГПА, 1999. 180 с.
76. Грехов Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учеб. для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. М.: Легион-Автодата, 2004. 344 с.
77. I.c. engine inlet port with flat wall portion: Заявка 2332709 Великобритания, МПК F 02 F 1/42. Brignall Allan, Capon Geoffrey Charles, Ford Global Technologies.
78. Vorrichtung zur Beeinflussung der Ansaugströmung bei einem Verbrennungsmotor: заявка 19830859 Германия, МПК F 02 B 31/06, F 02 F 09/10. FischerChristian, Filterwerk Mann, Hummel Gmb H.
79. Einlabkanalsystem fur eine Brennkraftmaschine: Заявка 19856309 Германия, МПК F 02 B 31/04. Ottowitz Alfred, Bandel Clemens; AUDI AG.
80. I.c. engine inlet port with sharp-edged swirl lip: Заявка 2332708 Великобритания, МПК F 02 F 1/42. Brignall Allan, Turner Paul Niger, Baker Philip; Ford Global Technologies, Inc.
81. Свещенский В. О. Устройство для регулирования вихреобразования в цилиндре ДВС. Пат. 2131055 Россия, МПК F 02 M 29/08; бюл. № 6.

82. Kolbenbrennkraft mashine mit unterteiltem Gseinlabkanal: Заявка 19960626 Германия, МПК F 02 B 31/08. FEV Motorentchnik Gmb H. Wolters Peter (Patentanwalte Maxton & Langmaack, 50968 Koln).

83. Ивин В. И. Структура и интегральные характеристики потока в выпускном канале двигателя при стационарных и нестационарных условиях / В. И. Ивин, Л. А. Васильев // Двигателестроение, 1985, №1. С. 14.

84. Круглов М. Г. Экспериментальная установка для исследования газообмена в двухтактных ДВС / М. Г. Круглов, В. И. Ивин // Изв. Вузов. Машиностроение, 1972, № 11. С. 82-84.

85. Эпштейн А. С. Переменные режимы двигателей с газотурбинным наддувом / А. С. Эпштейн. М.: Машгиз. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1962. 208 с.

86. Kiyotaka Yamade. Exhaust control system for 4-stroke engine / Kiyotaka Yamade, Hideaki Ueda. // SAE Techn. Pap Ser., 1988, № 880269. P. 8-18.

87. Стефановский Б. С. Особенности и показатели процесса газообмена четырехтактного быстроходного карбюраторного двигателя на основных эксплуатационных режимах / Б. С. Стефановский, В. И. Романько // Двигателестроение, 1991, № 2. С. 21-25.

88. Жолобов Л. А. Влияние высоты подъема выпускного клапана на процесс выпуска отработавших газов / Л. А. Жолобов, Е. А. Суворов // Тракторы и сельхозмашины, 2012, № 8. С. 22-25.

89. Дьяченко В. Г. Обоснование и выбор параметров газовоздушных трактов двигателя внешнего сгорания / В. Г. Дьяченко, О. Ю. Линьков, А. И. Воронков, И. Н. Никитченко // Двигатели внутреннего сгорания, 2012, № 1. С. 53-55.

90. Свистула А. Е. Исследование двигателя с дополнительным выпуском отработавших газов через окно в цилиндре / А. Е. Свистула, А. А. Балашов, В. С. Яров // Двигатели внутреннего сгорания, 2012, № 2. С. 29-33.

91. Жабин В. М. Общие требования к разработке систем впуска и выпуска ДВС / В. М. Жабин // Тракторы и сельхоз. машины, 2005, № 7. С. 17-19.

92. Макушин А. А. Параметры газораспределительного механизма и технический уровень поршневых двигателей / А. А. Макушин // Тракторы и сельхозмашины, 2012, № 1. С. 49-54.
93. Айрбабамян С. А. Разработка глушителей шума дизелей для повышения мощностных и экономических характеристик / С. А. Айрбабамян, Г. И. Калабухов // Грузовик, 2012, №10. С. 22-23.
94. Прохоренко А. А. Новационная конструкция глушителя шума выпуска тракторного дизеля / А. А. Прохоренко, И. В. Парсаданов, Д. Е. Самойленко // Двигатели внутреннего сгорания, 2013, №1. С. 61-65.
95. Samoilenko D. E. New design of the tractor exhaust muffler based on Computational fluid dynamics analyze / D. E. Samoilenko // Двигатели внутреннего сгорания, 2013, №1. С. 72-74.
96. Бурдаченко О. В. Глушитель шума выпуска ДВС. Методика расчета / О. В. Бурдаченко // Автомобильная промышленность, 2008, № 6. С. 14-16.
97. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / С. С. Кутателадзе. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
98. Кутателадзе С. С. Справочник по теплопередаче. / С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский. М.: Государственное энергетическое издательство, 1958. 235 с.
99. Diesel R. Theorie und Konstruktion eines rationellen Warmenmotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Warmenmotoren. Berlin, Springer-Verlag, 1993, № 6. P. 96.
100. Гриневецкий В. И. Тепловой расчет рабочего процесса / В. И. Гриневецкий М.: типолитография «И.Н. Кушнерев и Ко», 1907. 594 с.
101. Nusselt W. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraft maschinen // VDI-Forschungsheft, № 264, 1923. P. 47-54.
102. Брилинг Н. Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе. М.: Государственное научно-техническое издательство, 1931, 320 с.

103. Гришин Ю. А. Принцип профилирования выпускных каналов и впускных патрубков двигателей внутреннего сгорания / Ю. А. Гришин, А. А. Манджгаладзе // Изв. вузов. Машиностроение, 1982, № 9. С. 95-98.
104. Седач В. С. Газовая динамика выпускных систем поршневых машин / В. С. Седач. Харьков: Вища школа. Головное изд-во, 1974. 171 с.
105. Грудский Ю. Г. Методы оценки совершенства выпускных каналов дизелей / Ю. Г. Грудский, П. И. Чирик, В. Ф. Шведов // Тр. НАМИ, 1979, Вып. 176. С. 130-140.
106. Ивин В. И. Структура и интегральные характеристики потока в выпускном канале двигателя при стационарных и нестационарных условиях / В. И. Ивин, Л. А. Васильев // Двигателестроение, 1985, № 1. С. 14-17.
107. Woschni G. Dralluntersuchung im Vierventil-Dieselmotor mit Hilfe stationärer Durchströmung / G. Woschni, R.S. Kawtaradse, K. Zelinger // LVK TU - Munchen, 1995, № 4. P. 49-56.
108. Вошни Г. Вихревое движение воздуха в быстроходном дизеле с четырьмя клапанами на цилиндр / Г. Вошни, К. Цайлингер, Р. З. Кавтарадзе // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана, Серия Машиностроение, 1997. № 1, С. 74-84.
109. Stieper K. Brennraumseitige örtliche thermische Randbedingungen für Verbrennungsmotoren / K. Stieper, A. Polej // MTZ: Motortechnische Zeitschrift, 1998, №7-8. P. 500-505.
110. Петриченко М.Р. Пограничный слой в вихревом потоке на неподвижной плоскости / М. Р. Петриченко, Н. В. Валишвили, Р. З. Кавтарадзе // РАН Сибирское отделение. Теплофизика и аэромеханика, 2002, Том 9, № 3. С. 411-421.
111. Тринев А. В. Оценка эффективности локального охлаждения головки цилиндров дизеля КамАЗ в безмоторном эксперименте / А. В. Тринев, В. Т. Коваленко, С. В. Обозный, А. Н. Клименко // Двигатели внутреннего сгорания, 2011, № 2. С. 19-24.
112. Долгушин А. А. Исследование температуры отработавших газов авто-тракторных дизелей / А. А. Долгушин // Техника в сельском хозяйстве, 2011, № 4. С. 20-22.

113. Тринев А. В. Оценка механических напряжений в выпускных клапанах методами тензометрии / А. В. Тринев, В. Т. Коваленко, С. В. Обозный, В. П. Куц, А. Н. Клименко // Двигатели внутреннего сгорания, 2009, № 2. С. 74-77.

114. Тринев А. В. Анализ напряженного состояния выпускных клапанов быстрого дизеля при приложении механической нагрузки / А. В. Тринев, В. Т. Коваленко, А. Т. Тихоненко, А. Н. Клименко, Д. А. Куртов // Двигатели внутреннего сгорания, 2010, № 2. С. 65-69.

115. Краев В. М. Теплообмен и гидродинамика турбулентных течений в условиях гидродинамической нестационарности / В. М. Краев // Изв. вузов. Авиационная техника, 2005, №3. С. 39-42.

116. Бухаркин В. Б. Влияние гидродинамической нестационарности на теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубе / В. Б. Бухаркин, В. М. Краев // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А. И. Леонтьева, 23-27 мая 2005, Калуга, Россия. М.: МЭИ, 2005. С. 71-74.

117. Михеев Н. И. Повышение теплогидравлической эффективности теплообменников на основе нестационарных эффектов / Н. И. Михеев, А. К. Кирилин, С. А. Колчин // Тезисы Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. В 3 томах (27-31 октября 2014, Москва). Т. 3. М.: Издательский дом МЭИ, 2014. С. 85-86.

118. Давлетшин И. А. Экспериментальное исследование теплоотдачи в сложных турбулентных течениях / И. А. Давлетшин // Труды Академэнерго, 2007, № 1. С. 25-36.

119. Володин Ю. Г. Нестационарные эффекты и теплообмен в пусковом режиме энергетических установок / Ю. Г. Володин, К. С. Федоров, М. В. Яковлев // Изв. ВУЗов. Авиационная техника, 2006, № 4. С. 41-43.

120. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки «Энергомашиностроение» / Н. Д.

Чайнов, Н. А. Иващенко, Л. Л. Мягков, А. Н. Краснокутский; под ред. Н. Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008. 496 с.

121. Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов. Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания. Под ред. Засл. Деят. Науки РФ Б. А. Шароглазова. Челябинск: ЮУрГУ, 2010. 382 с.

122. Arcoumanis C. Fluid mechanics of internal combustion engines / C. Arcoumanis, J. H. Whitelaw // ATA - Ingegneria automotoristica, 1988, Vol. 41, № 5. P. 354-372.

123. Modeling the effects of swirl on turbulence intensity and Burn rate in s. i. engines and comparison with experiment / G. S. Davis, A. Mikulec, L. C. Kent, R. J. Tabaczynsky // SAE Techn. Pap. Ser., 1986, № 860325. P. 22-29.

124. Two-dimensional numerical simulation of inlet manifold flow in a four-cylinder internal combustion engine / G. S. Davis, A. Mikulec, L. C. Kent, R. J. Tabaczynsky // SAE Techn. Pap. Ser., 1979, № 790224. P. 21-31.

125. Natsumoto I. Variable induction systems to improve volumetric efficiency at low and/or medium engine speeds / I. Natsumoto, A. Ohata // SAE Techn. Pap. Ser., 1986, № 860100. P. 11-18.

126. Гуляшов Б. В. Исследование пропускной способности впускного участка двигателя / Б. В. Гуляшов // Двигатели внутреннего сгорания, 1977, № 4. С. 12-17.

127. Камкин В. Н. К проблеме построения газодинамических моделей процессов ДВС / В. Н. Камкин, Л. М. Вязьменская // Двигателестроение, 1987, №4. С. 34-38.

128. Борецкий Б. М. Математическая модель спирального впускного канала крышки цилиндра ДВС / Б. М. Борецкий, В. Е. Гветадзе // Двигателестроение, 1991, №12. С. 21-25.

129. Жохов В. Л. Поле скоростей на входе в турбокомпрессор при потере им устойчивости / В. Л. Жохов, А. Л. Генкин, А. В. Моисеев. // Двигателестроение, 1987, № 11. С. 21.
130. Leydorf G. F. Jr. Design refinement of induction and exhaust systems using steady-state flow bench techniques / G. F. Jr. Leydorf, R. G. Minty, M. Fingerroot // SAE Prepr., s.a., 1979, № 720214. P. 23-36.
131. Taylor D.O. Similarity parameters for evaluating swirl and flow characteristics of intake ports for direct injection engines / D.O. Taylor, R. S. Lane // Pap. ASME, 1973, № DGP-9. P. 12-20.
132. Zimmer G. Stationare Stromungsuntersuchungen an Einlabkanalmodellen fur Viertakt / G. Zimmer // Diesel motoren. Kraftfahrzeugtechnik, 1961, Vol. 11, № 6, P. 228-233.
133. Belaygue P. Aspects generaux du probleme des ecoulements gazeux dans les moteurs. Inventaire des methods d'approche / P. Belaygue // Ing. automob., 1974, № 4, P. 254-262.
134. Uzkan T. Characterization of flow produced by a high-swirl inlet part / T. Uzkan, C. Borgnakke, T. Morel // SAE Techn. Pap. Ser., 1983, № 830266. P. 14-21.
135. Токарь В. В. Совершенствование аэродинамических процессов в воздушном заряде с целью улучшения топливной экономичности и экологических качеств автомобильных и тракторных комбинированных двигателей. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Волгоград, 1985. 157 с.
136. Effects of intake port design and valve lift on in-cylinder flow and burn rate / Kent J. C., Haghgooye M., Mikulec A., Davis G. C., Tabaczynski R. J. // SAE Techn. Pap. Ser., 1987, № 872153. P. 13-21.
137. Coghe A. Effects of intake ports on the in-cylinder air motion under steady flow condition / A. Coghe, G. Brunello, E. Tassi // SAE Techn. Pap. Ser., 1988, № 880384. P. 14-24.
138. Vornholt Franz J. Ein neuer absolute messender Luftmengenmesser-Prufstand / Franz J. Vornholt // MTZ: Motortechnische Zeitschrift, 1977, Vol. 38, № 4. P. 137-142.

139. Eisele E. Betriebsorientierte Auslegung von Einlassventilen und Kanälen für Viertakt-Saugmotoren von Fahrzeugen / E. Eisele, H. Hiereth, K. Binder // MTZ: Motor-technische Zeitschrift, 1975, Vol. 36, № 5. P. 141-143.

140. Лазурко А. А. Особенности выпускного тракта дизелей с высоким и сверхвысоким наддувом / А. А. Лазурко, С. С. Соколов // Двигателестроение, 1984, № 6. С. 3-6.

141. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н. С. Ханин и др. М.: Машиностроение, 1991. 336 с.

142. Чернышев Г. Д. Экспериментальное исследование колебаний давления во впускной системе автотракторного двигателя с турбонаддувом / Г. Д. Чернышев, Г. М. Савельев // В сб.: Трубы НАМИ. М., 1970, Вып. 118. С. 40-55.

143. Дыбан Е. П. Исследование турбулентности потока в газозоудном тракте турбокомпрессоров / Е. П. Дыбан, А. Ф. Колесниченко, Э. Я. Эпик // Известия вузов. Серия «Энергетика», 1969, № 1. С. 123-127.

144. Колодин А. М. Исследование турбулентности воздушного потока за турбокомпрессором / А. М. Колодин // В сб. Гидромеханика судна и судовождение, Труды НИИВТ. Новосибирск, 1980, Вып. 152. С. 143-150.

145. Ханин Н. С. Влияние теплоотдачи от турбины на характеристику нагнетателя / Н. С. Ханин, Э. В. Аболтин, Е. Н. Зайченко // Труды НАМИ. Выпуск 58. Исследование автомобильных турбокомпрессоров. Сборник первый. 1983. С. 22-27.

146. Турбонаддув высокооборотных дизелей / Симсон А. Э. и др. М.: Машиностроение, 1976. 288 с.

147. Исследование и доводка тепловозных дизелей / Н. П. Синенко и др. М.: Машиностроение, 1975. 256 с.

148. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.: Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 456 с.

149. Пригожин И. Неравновесная статистическая механика / И. Пригожин. М.: Мир, 1964. 314 с.
150. Давлетшин И. А. Структура течения и теплообмен при отрыве пульсирующего потока / И. А. Давлетшин, Н. И. Михеев // Теплофизика высоких температур, 2012, Т. 50, № 3. С. 442.
151. Гольцман А. Е. Касательные напряжения в турбулентном пульсирующем потоке в канале / А. Е. Гольцман, И. А. Давлетшин, Н. И. Михеев, А. А. Пасерелый // Теплофизика и аэромеханика, 2015, Т. 22, № 3. С. 333-342.
152. Михеев А. Н. Экспериментальная оценка характеристик течения в установке визуализации пульсирующих потоков / А. Н. Михеев, Н. И. Михеев, В. М. Молочников // Труды академэнерго, 2013, № 1. С 27-37.
153. Чупаев А. В. Влияние продольных градиентов давления на интегральные характеристики нестационарного турбулентного потока / А. В. Чупаев, Р. Р. Галямов, А. А. Гайнуллина, В. В. Кузьмин // Вестник казанского технологического университета, 2014, Т. 17, № 9. С. 105-108.
154. Валуева Е. П. Теплообмен при пульсирующем турбулентном течении газа в трубе в условиях резонансных колебаний / Е. П. Валуева // Доклады академии наук, 2006, № 4. С. 470-475.
155. Isaev S. A. Simulation of a turbulent supersonic underexpanded jet flowing into a submerged space with the help of a shear stress transfer model / S. A. Isaev, Y. M. Lipnitskii, A. V. Panasenko, P. A. Baranov, A. E. Usachov // Journal of engineering physics and thermophysics, 2012, Vol. 85, № 6. P. 1357-1371.
156. Isaev S. A. Hydrogasdynamics in technological processes visualization of a flow in a spherical dimple built in the lower wall of the rectangular-section channel of a water tunnel and numerical identification of the vortex-jet structures in it / S. A. Isaev, A. S. Guzeev, S. Z. Sapozhnikov, V. Y. Mityakov, A. V. Mityakovc // Journal of engineering physics and thermophysics, 2015, Vol. 88, № 2. P. 452-470.
157. Pakhomov M. A. Numerical study of the flow and heat transfer in a turbulent bubbly jet impingement / M. A. Pakhomov, V. I. Terekhov // International journal of heat and mass transfer, 2016, Vol. 92. P. 689-699.

158. Терехов В. И. Структура отрывного течения и теплообмен при турбулентном обтекании отсоединенной диафрагмы в круглой трубе / В. И. Терехов, Т. В. Богатко // Тепловые процессы в технике, 2015, № 2. С. 57-66.

159. Alekseenko S. V. Experimental investigation of turbulence modification in bubbly axisymmetric jets / S. V. Alekseenko, V. M. Dulin, D. M. Markovich, K. S. Pervunin // Journal of engineering thermophysics, 2015, Vol. 24, № 2. P. 101-112.

160. Попов И. А. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление каналов со сферическими выступами / И. А. Попов, А. В. Щелчков, М. З. Яркаев // Теплофизика высоких температур, 2016, Т. 2, № 6. С. 894-903.

161. Щелчков А. В. Теплогидравлические характеристики каналов со сферическими выступами / А. В. Щелчков, И. А. Попов, М. З. Яркаев, Д. В. Рыжков // Труды академэнерго, 2015, № 1. С. 7-24.

162. Литвинов И. В. Определение параметров винтовой симметрии нестационарного вихревого течения на основе фазово-осредненных PIV измерений / И. В. Литвинов, Д. К. Шараборин, С. И. Шторк // Письма в Журнал технической физики, 2015, Т. 41. № 13. С. 48-55.

163. Пат. 81338 RU, МПК G01P5/12. Термоанемометр постоянной температуры / С. Н. Плохов, Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин № 2008135775/22; заявл. 03.09.2008; опубл. 10.03.2009 Бюл. №7.

164. Тревис Дж. LabVIEW для всех / Джеффри Тревис: Пер. с англ. Клушин Н. А. М.: ДМК Пресс, 2005. 544 с.

165. Густав Олссон. Цифровые системы автоматизации и управления / Олссон Густав, Пиани Джангуидо. СПб.: Невский Диалект, 2001. 557 с.

166. Характерное время переходных процессов при нестационарном течении газов в круглых каналах / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев // Известия вузов, Проблемы энергетики, 2013, № 5/6. С. 39-45.

167. Плотников Л. В. Влияние высокочастотной газодинамической нестационарности на теплоотдачу в газовых потоках двигателей внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Сборник научных трудов I междуна-

родной научной конференции молодых ученых «Электротехника. Энергетика. Машиностроение» (2–6 декабря 2014). Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2014. С. 260-263.

168. Nash-Webber J. L. An Engineering Approach to the Design of Laminarizing Nozzle Flows / J. L. Nash-Webber, G. C. Gates // Trans. ASME, Ser. D: J. Basic Eng., Vol. 94, № 4, 1972. P. 897-903.

169. Плотников Л. В. Влияние нестационарности на теплоотдачу при течении газовых потоков / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Тезисы Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. В 3 томах (27-31 октября 2014, Москва). Т. 1. М.: Издательский дом МЭИ, 2014. С. 181-182.

170. Plotnikov L. V. Influence of high-frequency gas-dynamic unsteadiness on heat transfer in gas flows of internal combustion engines / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // Applied mechanics and materials, 2015. Vol. 698. pp. 631-636.

171. Плотников Л. В. Анализ и оценка надежности двигателей внутреннего сгорания: учебно-методическое пособие / Л. В. Плотников. Екатеринбург: УрФУ, 2016. 160 с.

172. Михеев М. А. Теплопередача и тепловое моделирование / М. А. Михеев. М.: Изд-во АН СССР, 1959. 344 с.

173. Исаченко В. П. Теплопередача. Учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. М.: Энергия, 1975. 488 с.

174. Турбулентный теплоперенос в условиях гидродинамической нестационарности / В. Е. Алемасов, Ф. С. Занько, Н. И. Михеев, В. М. Молочников, Г. В. Стинский // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева, 23-27 мая 2005, Калуга, Россия. М.: МЭИ, 2005. С. 41-44.

175. Совершенствование процессов в газовоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания: монография / Б. П. Жилкин и др.; под общ. ред. Ю. М. Бродова. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2015. 228 с.

176. Обслуживаем и ремонтируем ВАЗ-1111, ВАЗ-11113 «Ока». Правовая информация. Правила оказания услуг. М.: «АСТ: Астрель», 2006. 346 с.
177. Байков Б. П. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справочное пособие / Б. П. Байков, П. В. Иванов, В. Т. Бордуков, Р. С. Дейч. Л.: Машиностроение, 1975. 200 с.
178. Дизели. Справочное пособие конструктора / Б. П. Байков, С. М. Баранов, В. А. Ваншейдт и др.; Под ред. проф., д.т.н. В. А. Ваншейдта. М., Л.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной лит-ы, 1964. 600 с.
179. Савельев Г. М. Турбокомпрессоры и теплообменники наддувочного воздуха автомобильных двигателей: учебное пособие для институтов повышения квалификации / Г. М. Савельев, Е. Н. Зайченко. Ярославль: Верх. Волж. Кн. Изд-во, 1983. 96 с.
180. Мигай В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин / В. К. Мигай, Э. И. Гудков Л.: Машиностроение. Ленинград. отделение, 1981. 272 с.
181. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров. Перевод с английского под ред. д.т.н. Ф. Ш. Гельмедова, к.т.н. Н. М. Савина. М.: Мир, 2000. 688 с.
182. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей / Д. А. Дехович и др. М.: Машиностроение, 1973. 296 с.
183. Лившиц С. П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин / С. П. Лившиц. М.: Машиностроение, 1966. 321 с.
184. Жилкин Б. П. Определение на стенде характеристик компрессора ТК для наддува поршневых ДВС / Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // Турбины и дизели, 2012, № 2. С. 32-35.
185. Боглов А. М. Измерение частоты вращения ротора турбокомпрессора радио волновыми устройствами / А. М. Боглов, В. А. Константинов // Двигателестроение, 1986, № 4. С. 29.
186. Рапин В. В. Устройство для бесконтактного измерения частоты вращения ротора турбокомпрессора / В. В. Рапин // Двигателестроение, 1984, № 4. С. 23-24.

187. Райков И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. Учебник для вузов / И. Я. Райков. М.: Высш. школа, 1975. 320 с.
188. Дентон Т. Автомобильная электроника. Пер. с англ. Александрова В. М. М.: «НТ Пресс», 2008. 576 с.
189. Плотников Л. В. Газодинамика и локальная теплоотдача во впускной системе поршневого ДВС: дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14, 05.04.02: защищена 22.05.09: утв. 18.09.09. Екатеринбург, 2009. 158 с.
190. Липчук В. А. Экспериментальные исследования газодинамики в поршневых двигателях внутреннего сгорания: учебное пособие / В. А. Липчук, Л. В. Плотников. Екатеринбург: УрФУ, 2013. 48 с.
191. Плотников Л. В. Экспериментальные определения показателей качества процессов газообмена поршневых ДВС. Учебное пособие / Л. В. Плотников. Екатеринбург: УрФУ, 2013. 76 с.
192. Плотников Л. В. Исследовательская деятельность в работе инженера. Учебное пособие / Л. В. Плотников, А. П. Исаев, Н. И. Фомин. Екатеринбург: ООО «Издательский Дом «Ажур», 2014. 148 с.
193. Бабич Н. П. Основы цифровой схемотехники: Учебное пособие / Н. П. Бабич, И. А. Жуков М.: Издательский дом «Додэка-XXI», 2007. 480 с.
194. Плотников Л. В. Особенности численных и экспериментальных исследований процесса выпуска в поршневых ДВС / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин, // Materiály IX mezinárodní vědecko - praktická conference «Přední vědecké novinky – 2013». Díl 10. Technické vědy. Chemie a chemická technologie: Praha. Publishing House «Education and Science», 2013. S. 31-34.
195. Плотников Л. В. Моделирование и экспериментальные исследования процессов газообмена в поршневых двигателях внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Известия вузов, Проблемы энергетики, 2015, № 5/6. С. 24-31.
196. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, С. А. Корж, И. Д. Ларионов // Двигателестроение, 2009, № 1. С. 24-27.

197. Плотников Л. В. Динамические характеристики процесса впуска в поршневом ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Журнал научных публикаций аспирантов и докторантов, 2009, № 1. С. 135-143.

198. Плотников Л. В. Актуальные проблемы совершенствования процессов газообмена ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Тезисы докладов XIX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А. И. Леонтьева (20-24 мая 2013, Орехово-Зуево). М.: Издательский дом МЭИ, 2013. С. 139-140.

199. Совершенствование процессов газообмена поршневых ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев, Д. С. Шестаков // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы второй Всероссийской межотраслевой научно-практической конференции. СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2013. С.75-77.

200. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л. В. Плотников, А. В. Крестовских, Д. Л. Падаляк, Б. П. Жилкин // Вестник академии военных наук, 2011, № 2. С. 267-270.

201. Жилкин Б. П. Влияние фильтрующего элемента на газодинамические характеристики поршневого ДВС при различных конфигурациях впускного тракта / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин: материалы научно-технической конференции, посвященной 40-летию кафедры двигателей. Челябинск: ЧВВАКИУ, 2008. С. 84-89.

202. Плотников Л. В. Динамика изменения скорости и давления потока во впускном канале ДВС при установке глушителя / Л. В. Плотников // Материали за 8-а международна научна практична конференция, «Новини на научния прогрес», 17 - 25 август 2012 на технологии. физика. физическа култура и спорт. София. «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2012. С. 34-37.

203. Влияние аэродинамического сопротивления впускных и выхлопных систем автомобильных двигателей на процессы газообмена / Л. В. Плотников, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Энергетика, 2014. Том 14. № 1. С. 15-21.

204. Жилкин Б. П. Скоростные характеристики потока в процессе выпуска автомобильного ПДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Транспорт Урала, 2011, № 3. С. 77-80.

205. Плотников Л. В. Газодинамические и теплообменные характеристики процесса выпуска в ПДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Актуальные проблемы развития поршневых ДВС: материалы межотраслевой научно-технической конференции. СПб.: Изд.-во СПбГМТУ, 2010. С. 51-53.

206. Плотников Л. В. Динамика изменения скорости и давления потока в выпускном канале поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин // Леса России и хозяйство в них, 2012, № 1-2 (42-43). С. 82-83.

207. Жилкин Б. П. Динамика изменения скорости потока и расходные характеристики процесса выпуска в поршневом ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Сборник научных трудов международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. С. 216-219.

208. Плотников Л. В. Моделирование и экспериментальные исследования процессов впуска и выпуска в автомобильных двигателях внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. С. Кочев // Транспорт Урала. 2016. № 1 (48). С. 103-107.

209. Eisele E. Betriebsorientierte Auslegung von Einlassventilen und – kanälen für Viertakt – Saugmotoren von Fahrzeugen / E. Eisele, H. Hiereth, K. Binder // MTZ, 1975, Vol. 36, № 5. P. 141-143.

210. Шестаков Д. С. Экспериментальное определение характеристик турбокомпрессора поршневого двигателя внутреннего сгорания: методические указания к лабораторным работам / Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014. 36 с.

211. Плотников Л. В. Особенности изменения скорости и локального коэффициента теплоотдачи во впускных каналах разной конфигурации поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Ползуновский вестник, 2012, № 3/1. С. 178-183.

212. Влияние турбины турбокомпрессора на тепломеханические характеристики потока в выпускном тракте поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Энергетика, 2014. Том 14. № 2. С. 5-11.

213. Влияние турбокомпрессора на процессы переноса в газоздушных трактах ДВС / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Д.С. Шестаков, Н.И. Григорьев // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы третьей Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции. СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2014. С. 63-64.

214. Жилкин Б. П. О необходимости исследования процесса впуска и выпуска в поршневых ДВС в динамике // Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Вестник академии военных наук, 2010, № 1. С. 54-57.

215. Особенности процесса газообмена поршневых ДВС в динамике / Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // Турбины и дизели, 2013, № 2. С. 18-25.

216. Плотников Л. В. Верификация лабораторных данных о процессах газообмена на действующем ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Тезисы докладов XX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А. И. Леонтьева (25-29 мая 2015, Звенигород). М.: Издательский дом МЭИ, 2015. С. 115-116.

217. Коррекция лабораторных данных о процессах газообмена с помощью промышленных испытаний ПДВС / Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин, Н. С. Кочев, Л. В. Плотников // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы пятой Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции. СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2016. С. 89-91.

218. Жилкин Б. П. Влияние формы поперечного сечения впускного канала на газодинамику и расходные характеристики процесса впуска в ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики, 2009, № 7-8. С. 94-98.

219. Плотников Л. В. Газодинамика и локальная теплоотдача потока во впускном канале с разной формой поперечного сечения поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Ползуновский вестник, 2010, № 4/2. С. 137-144.
220. Плотников Л. В. Динамические характеристики газодинамики и теплоотдачи во впускном тракте поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Двигателестроение, 2009, № 2. С. 55-56.
221. Королев В. Н. Термодинамика поршневых двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие / В. Н. Королев. Екатеринбург: УГТУ, 1997. 76 с.
222. Плотников Л. В. О стабилизации течения во впускной системе поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Вестник сибирского отделения академии военных наук, 2012, № 15. С. 76-80.
223. Плотников Л. В. Зависимость расходных характеристик процесса выпуска в ДВС от формы поперечного сечения канала / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин // Турбины и дизели, 2013, № 4. С. 56-60.
224. Климонтович Ю. Л. Турбулентное движение и структура хаоса: новый подход к статистической теории открытых систем / Ю. Л. Климонтович. М.: Наука, 1990. 320 с.
225. Жилкин Б. П. Стабилизация течения потока в системе выхлопа поршневого ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, В. К. Антонов // Тяжелое машиностроение, 2012, № 3. С. 13-16.
226. Григорьев Н. И. Конструктивные решения для модернизации газовоздушных трактов ПДВС / Н. И. Григорьев, Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы четвертой Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции. СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2015. С. 49-50.
227. Жилкин Б. П. Некоторые особенности газодинамики процесса впуска при наддуве поршневых ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Тяжелое машиностроение, 2012, № 2. С. 48-51.

228. Жилкин Б. П. Стабилизация течения потока во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом / Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // Леса России и хозяйство в них, 2012, № 1-2 (42-43). С. 38-39.

229. Кане А. Б. Борьба с шумом всасывания дизелей / А. Б. Кане. Л.: Машиностроение, 1969. 144 с.

230. Дульнев Р. А. Термическая усталость металлов / Р. А. Дульнев, П. И. Котов М.: Машиностроение, 1980. 200 с.

231. Жилкин Б. П., Шестаков Д. С., Плотников Л. В. Впускная система поршневого двигателя с наддувом. Патент на полезную модель F02B 33/44 № 118363 от 20.07.2012; заяв. 2012105249/06 от 14.02.2012. Оpubл. 20.07.2012 бюл. № 20.

232. Снижение пульсации потока во впускной системе поршневого ДВС с наддувом / Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // Двигателестроение, 2013, № 1. С. 24-27.

233. Дейч М. Е. Техническая газодинамика / М. Е. Дейч. М.: Госэнергоиздат, 1961. 671 с.

234. Плотников Л. В. Улучшение газоочистки цилиндра ДВС активной эжекцией в выпускном тракте / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Сборник научных трудов VII международной научной конференции молодых ученых «Электротехника. Электротехнология. Энергетика» (09-12 июня 2015). Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2015. С. 376-379.

235. Plotnikov L. V. Improved cleaning of the engine cylinder from the exhaust gas using the active ejection in the exhaust tract / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // Applied mechanics and materials, 2015. Vol. 792. pp. 553-558.

236. Крейт Ф. Основы теплопередачи / Ф. Крейт, У. Блэк. Пер. с англ. М.: Мир, 1983. 512 с.

237. Жилкин Б. П. Мгновенная локальная теплоотдача в выпускном тракте поршневого ДВС // Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Materiály VIII mezinárodní vědecko - praktická conference «Aktuální vymoženosti vědy - 2012». - Díl 21. Technické vědy: Praha. Publishing House «Education and Science», 2012. S. 38-45.

238. Влияние газодинамической нестационарности на локальную теплоотдачу в выпускном тракте поршневого двигателя внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин // Известия вузов, Проблемы энергетики, 2014, № 7/8. С. 24-31.

239. Повышение надежности газозоудных систем поршневых и комбинированных ДВС за счет улучшения тепломеханических характеристик потока / Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // Надежность и безопасность энергетики, 2014, № 4 (27). С. 40-43.

240. Плотников Л. В. Теплообмен в клапанном узле поршневого ДВС при пульсирующем течении газовых потоков / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин, // Сборник материалов докладов Национального конгресса по энергетике, 8-12 сентября 2014: в 5 т. Т. I. Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2014. С. 177-183.

241. Плотников Л. В. Влияние поперечной конфигурации канала на мгновенную локальную теплоотдачу во впускном тракте ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Автомобильная техника. Научный вестник, 2009, № 20. С. 139-143.

242. Плотников Л. В. Конструктивные меры по повышению надежности газозоудных систем поршневых ДВС аварийного энергоснабжения / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Надежность и безопасность энергетики, 2015, № 3 (30). С. 20-24.

243. Плотников Л. В. Экспериментальное исследование и совершенствование процессов газообмена поршневых и комбинированных ДВС в условиях газодинамической нестационарности / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2015, № 12 (669). С. 35-44.

244. «ОКА» ВАЗ-1111, -11113 с двигателями 0,65; 0,75. Устройство, обслуживание, диагностика, ремонт. Иллюстрированное руководство. М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. 224 с.

245. Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию автомобилей ВАЗ-2103 и ВАЗ-2106 и их модификаций. Иллюстрированное издание. М.: Третий Рим, 1999. 165 с.
246. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту автомобилей: ВАЗ-2110, ВАЗ-2111, ВАЗ-2112. М.: Ливр. 175 с.
247. Золотницкий В. А. Волга ГАЗ-3110. Двигатель ЗМЗ-402. Экспресс-ремонт. М.: Цитадель, 2002. 176 с.
248. BMW двигатели N40, N42, N43, N45, N46, N51, N52, N53, N54. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию. М.: Легион-Автодата, 2016. 308 с.
249. Vauxhall / Opel Omega: 1994-1999. Ремонт и техническое обслуживание. М.: Альфамер Паблишинг, 2002. 400 с.
250. Nissan Note. Руководство по ремонту и эксплуатации в цветных фотографиях. М.: Третий Рим, 2008. 196 с.
251. Skoda Fabia. Обслуживание, ремонт, эксплуатация. М.: Техническая книга, 2007. 246 с.
252. Plotnikov L. V. The influence of cross-profiling of inlet and exhaust pipes on the gas exchange processes in piston engines / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // Procedia Engineering, 2016. Vol. 150. pp. 111-116.
253. Increasing Reliability of Gas–Air Systems of Piston and Combined Internal Combustion Engines by Improving Thermal and Mechanic Flow Characteristics / Y. M. Brodov, N. I. Grigoryev, B. P. Zhilkin, L. V. Plotnikov, D. S. Shestakov // Thermal Engineering, 2015. Vol. 62, № 14. pp. 1038-1042.
254. ВАЗ-2113, -2114, -2115 с двигателем 1,5i. Эксплуатация, обслуживание, ремонт, тюнинг. Иллюстрированное руководство. М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. 232 с.
255. Чернышев Г. Д. Двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 / Г. Д. Чернышев. М.: Машиностроение, 1968. 230 с.
256. Степанов В. Н. Тюнинг автомобильных двигателей / В. Н. Степанов. СПб.: Альфамер, 2000. 82 с.

257. Бродов Ю. М. Снижение тепловой напряженности впускных и выпускных систем двигателей внутреннего сгорания с наддувом / Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Надежность и безопасность энергетики, 2016, № 1 (32). С. 19-23.

258. Крутов В. И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания: Учебник для вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / В. И. Крутов. М.: Машиностроение, 1989. 416 с.

259. Дизель ДМ-21. Руководство по эксплуатации 0390-00-000 РЭ. СССР. Москва, 1990. 192 с.

260. Плотников Л. В. Факторы энергосбережения в двигателестроении / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции и выставки студентов, аспирантов и молодых ученых. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2009. С. 246-248.

261. Каталог: Топливо-энергетический комплекс Уральского федерального округа (УрФО). Издательство: Реал-медиа. Территориально-промышленный маркетинг, 2006.

262. Данилов Н. И. Основы энергосбережения: учебник / Н. И. Данилов, Я. М. Щелоков / Под ред. Н. И. Данилова. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2007. 346 с.

263. Жилкин Б. П. Повышение энергоэффективности поршневых ДВС за счет совершенствования их рабочего процесса / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: Сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады, научно-практической конференции и выставки работ студентов, аспирантов и молодых ученых 13-16 декабря 2011. Екатеринбург: УрФУ, 2011. С. 268-270.

264. Bailey N. P. Flow and Combustion Stability / N. P. Bailey // ASME. Paper 51-A-83, November 1951.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Оценка погрешности измерений

Все расчеты выполнены по методикам, изложенным в [П1, П2].

При оценке погрешности эксперимента обычно рассматривают два основных типа относительных погрешностей (ошибок): систематическая и случайная. Систематическая составляющая погрешности является постоянной или изменяющейся по определенному закону величиной. Однако, огромное число источников систематических погрешностей делает практически невозможным полный анализ их влияния на результаты измерений, поэтому практически осуществима только оценка величины систематических погрешностей. Оценка величины систематической погрешности для данной методики обычно производится по процедурной погрешности и по погрешности измерительных проборов, которая определяется их классом точности.

1. Систематическая погрешность

В данном исследовании оценка систематической погрешности произведена по паспортам заводов-изготовителей приборов, по литературным данным, а там, где они отсутствовали, относительная систематическая ошибка определялась как отношение половины цены деления шкалы прибора к наименьшему значению измеряемой величины. К сожалению, в большинстве источников не указана точная характеристика приводимой ошибки, поэтому в данном исследовании эти погрешности принимались за оценку относительной систематической ошибки, что приводило к некоторому (за счет случайной ошибки) ее завышению. В сложной измерительной цепи суммарная погрешность рассчитывалась по формуле:

$$\delta = \sqrt{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}, \quad (\text{П1.1})$$

где δ_i – относительные ошибки отдельных звеньев, включая тарировку, n – количество измерений.

Максимальная систематическая погрешность экспериментального измерения исходных величин в данной работе приведена в таблице П1.1.

Таблица П1.1

Максимальная систематическая погрешность измерения исходных величин

№	Величина	Прибор или источник	Погрешность %
1	Барометрическое давление, p_o	Барометр	0,1
2	Перепад давление в потоке, p	Микроманометр МКВ-250	2,5
3	Температура воздуха, t	ИВТМ-7	1,0
4	Линейные размеры канала	Штангенциркуль	0,6
5	Скорость потока воздуха в канале, \overline{w}_x	Термоанемометр	5,4
6	Частота вращения коленчатого вала двигателя, n	Тахометр	2,5
7	Частота вращения ротора турбокомпрессора, n_{TK}	Бесконтактный индуктивный датчик	0,05
8	Угол поворота коленчатого вала, φ	Индуктивный датчик	2,5
9	Статическое давление потока воздуха в канале, p_x	Датчик давления S-10	0,5
10	Теплофизические свойства воздуха	П2	2,0

Оценка систематической погрешности расчетных величин проводилась по соотношениям между среднеквадратичными ошибками исходных и расчетных величин. Результаты этой оценки приведены. Систематическая погрешность основных расчетных величин в данной работе представлена в таблице П1.2.

Систематическая погрешность основных расчетных параметров

№	Параметр	Погрешность (%)
1	Эквивалентный (гидравлический) диаметр, $d_{\text{э}}$	0,9
2	Объемный расход воздуха в канале, Q	6,2
3	Локальный коэффициент теплоотдачи, α_x	10,0
4	Коэффициент гидравлического сопротивления, ξ	5,2

2. Случайная погрешность

Для величин, являющихся результатом косвенных измерений, сначала по исходным данным производился расчет совокупности из значений, а затем по ней определялась величина случайной ошибки.

Перед выполнением основного комплекса экспериментов были проведены пробные опыты: были произведены по 10 замеров при нескольких режимных и геометрических параметрах.

Величина доверительной вероятности была выбрана равной $P(\Delta x) = 0,9$, поскольку только она обладает однозначным соотношением со среднеквадратичным отклонением для наиболее употребительных законов распределения. Границы доверительного интервала определялись по соотношению:

$$\Delta x = t \frac{s}{\sqrt{n}}, \quad (\text{П1.2})$$

где t – коэффициент Стьюдента для заданной вероятности p и числа измерений n (для $P(\Delta x) = 0,9$ и $n = 10$: $t = 1,8$); s – средняя квадратичная ошибка результата серии измерений:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}{n-1}}, \quad (\text{П1.3})$$

где x_i – n -ое измерение, \bar{x} – среднее значение из n измерений, $\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}$.

Максимальная случайная погрешность вычисления основного показателя – локального коэффициента теплоотдачи в канале составляла 1,6 %.

Поскольку в настоящее время нет достаточно точного и обоснованного способа объединения случайной и систематической ошибок, являющимися ошибками разного происхождения, оценки величины полной (суммарной) ошибки не производилось.

В данном исследовании ряд выводов получен методом сравнения, следовательно, надежность этих выводов лимитируется только случайными ошибками, а так как величина их оказалась незначительной, то привлечения аппарата дисперсионного анализа не потребовалось.

В целом, оценка погрешности опытов показала, что выбранная техника эксперимента обеспечивает достаточную достоверность полученных результатов.

Список литературы

- П1. Новицкий П. В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, И. А. Зограф. Л.: Энергоатомиздат, 1991. 304 с.
- П2. Сергеев О. А. Метрологические основы теплофизических измерений / О. А. Сергеев. М.: Издательство стандартов, 1972. 156 с.

Физико-математическое моделирование рабочего процесса автомобильного двигателя 2Ч 8,2/7,1

Перед экспериментальным исследованием процессов во впускных и выпускных каналах в поршневых ДВС с целью повышения качества газообмена и, соответственно, улучшении их технико-экономических показателей были оценены потенциально достижимые показатели двигателей с модернизированными газовоздушными трактами. Для этой цели было выполнено физико-математическое моделирование в программном комплексе Дизель-РК двигателя 2Ч 8,2/7,1 (автомобильный двигатель для ВАЗ-ОКА).

1. Описание математической модели для расчета процессов газообмена в программном комплексе Дизель-РК

Сначала выполнялось математическое моделирование рабочего процесса бензинового двигателя 2Ч 8,2/7,1 в программном комплексе Дизель-РК, разработанном в МГТУ имени Н. Э. Баумана.

Приведем краткое описание математической модели для расчета процессов газообмена в бензиновом двигателе [ПЗ] на основе программного комплекса Дизель-РК.

Расчет параметров в коллекторах и каналах во время газообмена в программе Дизель-РК

При расчете параметров газа в коллекторах в Дизель-РК используется допущение, о том, что все цилиндры работают идентично, поэтому можно рассчитывать только один из них (среднестатистический), а работу остальных учитывать сдвигом по фазе потоков массы и энергии в соответствии с порядком работы, который в данном случае можно принять равномерным. Реальное взаимодействие импульсов

положительно влияет на одни цилиндры и отрицательно на другие. Оно может быть смоделировано в одномерном расчете течения газа в коллекторах, но на это потребуется на порядок большее время счета ЭВМ. В то время как концепция «среднестатистического цилиндра», сглаживая нюансы, позволяет определять суммарные показатели газообмена, характерные для двигателя в целом.

Используемые допущения вносят погрешности в результаты расчета и обуславливают ограничения на область применения такого метода расчета. Из литературы известно, что область применения квазистатического метода расчета сужается с ростом длины коллекторов, частоты вращения коленчатого вала, интенсивности нарастания проходного сечения органов выпуска, с уменьшением площади проходного сечения коллектора, с повышением давления в цилиндре в момент открытия выпускных клапанов, с понижением давления в коллекторе.

Для определения границ применимости квазистатического метода расчета разработаны критериальные зависимости [П4, П5].

Течение газа в клапанных каналах и окнах рассматривается как нестационарное и одномерное и рассчитывается по методике Орлина А. С., основанной на интегрировании уравнения импульсов по длине канала l_c и по времени. При этом условная длина клапанного канала или окна с обтекателями возможно будет несколько отличаться от фактической длины и может уточняться при идентификации модели по экспериментальным данным [П6].

Уравнение движения для одномерного, нестационарного течения:

$$W(x, \tau) \frac{\partial W(x, \tau)}{\partial x} + \frac{\partial W(x, \tau)}{\partial \tau} = -\frac{1}{\rho} \frac{dP(x, \tau)}{dx}. \quad (\text{П2.1})$$

Умножив обе части этого уравнения на dx и проинтегрировав его по длине канала от 0 до l_c при допущениях, что $dW/d\tau$ не зависит от x и $W(0, \tau) = 0$, с учетом того, что из уравнения Бернулли следует:

$$-\int \frac{1}{\rho} \frac{dP(x, \tau)}{dx} dx = \frac{W_o(\tau)^2}{2} \quad (\text{П2.2})$$

получим:

$$\frac{W(l_c, \tau)^2}{2} + l \frac{\partial W(l_c, \tau)^2}{\partial \tau} = \frac{W_o(\tau)^2}{2}, \quad (\text{П2.3})$$

где $W_o(\tau)$ – скорость установившегося потока в канале, зависящая только от перепада давлений между цилиндром и коллектором в каждый момент времени:

$$W_o(\tau) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_c} \dots \dots \dots IF \frac{P_c}{P_r} \geq \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_c} \left[1 - \left(\frac{P_r}{P_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots \dots IF \frac{P_c}{P_r} < \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (\text{П2.4})$$

где: P_c, T_c – давление и температура газа в цилиндре, P_r – давление газа в выпускном коллекторе.

В связи с квазистатическим допущением о постоянстве на данном расчетном шаге давлений и температур газа в цилиндре и коллекторах, скорость $W_o(\tau)$ на этом же расчетном шаге будет также постоянной, обозначим ее W_o , обозначим также скорость в конце канала в начале расчетного интервала времени W_1 , а скорость в конце канала в конце расчетного интервала времени W_L . Решением предыдущего дифференциального уравнения с учетом принятых обозначений будет:

$$W_L = \frac{(W_1 + W_o) \cdot \exp\left(\frac{W_o \cdot \tau}{l_c}\right) + (W_1 - W_o)}{(W_1 + W_o) \cdot \exp\left(\frac{W_o \cdot \tau}{l_c}\right) - (W_1 - W_o)} \quad (\text{П2.5})$$

Критическая скорость истечения $a_{кр} = \sqrt{2k/(k+1)RT_c}$. Приведенная скорость в конце канала $\lambda = W_L / a_{кр}$. В связи с тем, что фактически выпускной канал не является специально спроектированным (подобно соплу Лавалья), в нем имеют место внезапные расширения, повороты. Резкий рост потерь в выпускном канале из-за возникновения локальных зон звукового течения начинается уже со средних по сечению значений λ порядка $\lambda_{пр} = 0,65 \dots 0,75$. Сверхзвуковые течения в элементах газоздушного тракта ДВС вообще невозможны даже при значительных

сверхкритических перепадах давлений. Поэтому при $\lambda > \lambda_{\text{пр}}$, принимается $W_L = \lambda_{\text{пр}} a_{\text{кр}}$.

Средняя скорость истечения на малом расчетном шаге может быть принята как

$$W = (W_L + W_1)/2. \quad (\text{П2.6})$$

Статическая температура вытекшей из цилиндра порции газа:

$$T = T_c - \frac{W_L^2}{2 \cdot C_p}; \quad C_p = \frac{k}{k-1} R. \quad (\text{П2.7})$$

Статические давление и плотность:

$$P = P_c \left(\frac{T}{T_c} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \rho = \frac{P}{RT} \quad (\text{П2.8})$$

Масса и энтальпия порции газа вытекшей за расчетный шаг τ из цилиндра через канал с эффективным проходным сечением μf составят:

$$\Delta G = \mu f \cdot \rho \cdot W \cdot \Delta \tau, \quad I^* = \Delta G \cdot C_p \cdot T_c \quad (\text{П2.9})$$

В свою очередь, энтальпия, попавшая в выпускной коллектор, будет меньше на величину тепла отведенного в стенки канала

$$I_r^* = I^* - F_{\text{wcr}} \alpha_{\text{wcr}} (T_c - T_{\text{wcr}}) \Delta \tau; \quad (\text{П2.10})$$

где F_{wcr} – площадь стенок канала; α_{wcr} – коэффициент теплоотдачи в канале; T_{wcr} – температура стенки канала.

Аналогично ведется расчет течения во впускном тракте.

При расчете параметров газа в выпускном коллекторе граничные условия со стороны турбины задаются уравнением, аппроксимирующим ее расходную характеристику:

$$\Delta G_t = A \cdot F_t \frac{P_r^*}{\sqrt{T_r^*}} \left(1 - \frac{P_2}{P_r^*} \right)^m \Delta \tau; \quad I_t^* = \Delta G_t \cdot C_p \cdot T_r^* \quad (\text{П2.11})$$

где P_r^* , T_r^* – давление и температура заторможенного газа в коллекторе; P_2 – давление за турбиной; F_t – площадь проходного сечения соплового аппарата

турбины; m – коэффициент (для радиальных турбин $m = 0,42$, для осевых $0,346$); A – коэффициент.

Уточняя величину коэффициента A можно подобрать среднее давление перед турбиной P^* , таким образом, чтобы обеспечить наперед заданное его значение или обеспечить баланс мощности турбины и компрессора агрегата наддува (если задан его КПД или проводится исследование влияния величины перепада давления на турбине на рабочий процесс).

Особенности расчета газообмена бензиновых ДВС в Дизель-РК

При расчете газообмена в бензиновых ДВС необходимо учитывать увеличение массы рабочего тела на величину паров бензина и затраты тепла на его испарение.

Сделаем допущение о том, что масса паров бензина поступает во впускной коллектор вместе с воздухом. Таким образом, масса чистого свежего заряда, поступающего на расчетном шаге во впускной коллектор составит:

$$\Delta G_{ск} = \Delta G_{\kappa} \left[1 + \frac{1}{\alpha L_o} \right]. \quad (\text{П2.12})$$

Если бензиновый ДВС оборудован карбюратором, то потери тепла вследствие испарения следует относить к энтальпии, поступающей во впускной коллектор вместе с массой чистого свежего заряда $\Delta G_{ск}$:

$$I_{ск}^* = \Delta G_{ск} \cdot C_p(t_{\kappa}, \alpha) \cdot T_{\kappa} - \frac{\Delta G_{\kappa}}{\alpha L_o} H_e; \quad (\text{П2.13})$$

где $H_e = 230 \dots 314$ кДж/кг – удельная теплота испарения бензина.

Если бензиновый ДВС оборудован системой впрыска во впускной канал (на тарелку клапана) то теплоту испарения следует отнести к энтальпии, втекающей в цилиндр:

$$I_{sc}^* = \Delta G_{sc} \cdot C_p(t_s, \alpha, r_s) \cdot T_s - \frac{\Delta G_{sc}(1 - r_s)}{\alpha L_o} H_e; \quad (\text{П2.14})$$

где ΔG_{sc} – масса газа, перетекающего из коллектора в цилиндр; T_s – текущая температура в коллекторе; $C_{ps}(t_s, \alpha, r)$ – текущая теплоемкость газа в коллекторе; r_s – текущая концентрация отработавших газов во впускном коллекторе.

Расчет показателей качества газообмена в цилиндрах ДВС в программном комплексе Дизель-РК

Для объемов цилиндров четырехтактного ДВС во время всего процесса газообмена используется допущение о «полном перемешивании» и мгновенном распространении возмущений. Весь объем цилиндра представляет собой единую открытую термодинамическую систему, в которой и определяются параметры газа по уравнениям

$$\left\{ \begin{array}{l} G_2 = G_1 + \sum \Delta G_j; \\ r_2 = \frac{G_1 r_1 + \sum \Delta G_j r_j}{G_2} \\ \Delta G = G_2 - G_1; \\ \Delta r = r_2 - r_1; \\ V_2 = V_1 + \Delta V; \\ T_2 = T_1 + \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}; \\ P_2 = \frac{G_2 R_2 T_2}{V_2} \end{array} \right. \quad (\text{П2.15})$$

Связь концентрации ОГ в свежем заряде и показателей качества газообмена для дизельного двигателя

Введем обозначения для параметров газа в цилиндре в момент начала сжатия (точка «а»):

G – общая масса газа (свежий заряд). Свежий заряд состоит из свежего воздуха G_{cv} и остаточных газов G_{og} . С другой стороны, если учесть состав отработавших газов, то масса свежего заряда является суммой массы стехиометрических отработавших газов G_{cg} и массы чистого воздуха G_{ck} .

$r = G_{cg} / G$ – концентрация стехиометрического количества отработавших газов;

$\Theta = G_{cg} / G_{og}$ – концентрация стехиометрических отработавших газов в остаточных газах, или концентрация стехиометрических отработавших газов в цилиндре после окончания сгорания.

Воспользуемся классическими определениями [П6]:

$\gamma = G_{og} / G$ – коэффициент остаточных газов,

$\alpha = G_{ck} / (q_c \cdot l_o)$ – коэффициент избытка воздуха,

где: q_c – цикловая подача топлива, кг; l_o – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива (для дизеля $l_o = 14,49$ кг-воздуха/кг-топлива);

$\eta_v = G_{cv} \frac{T_k R_k}{P_k V_h}$ – коэффициент наполнения;

где: P_k , T_k , R_k – давление, температура, газовая постоянная воздуха на входе во впускной коллектор; V_h – рабочий объем цилиндра.

Если известна цикловая подача топлива q_c , то концентрация отработавших газов после сгорания составит:

$$\Theta = (G_{cg} + (L_o + 1) \cdot q_c) / (G + q_c). \quad (\text{П2.16})$$

На момент начала расчета (точка «а» – начало сжатия) известны:

- давление, температура и объем рабочего тела;
- коэффициент остаточных газов γ_r (в первом приближении).

Выразим массу стехиометрических отработавших газов из определений γ_r и Θ :

$$G_{cg} = G \cdot \gamma_r \cdot \Theta \quad (\text{П2.17})$$

и подставим ее в выражение для Θ , а затем, решим полученное уравнение относительно Θ :

$$\Theta = q_c \cdot (l_o + 1) / (G + q_c + G \cdot \gamma_r); \quad (\text{П2.18})$$

и далее:

$$G_{cg} = G \cdot \gamma_r \cdot \Theta; \quad (\text{П2.19})$$

$$G_{ck} = G - G_{cg}; \quad (\text{П2.20})$$

$$r = G_{cg} / G; \quad (\text{П2.21})$$

$$\alpha = G_{ck} / (q_c \cdot l_o). \quad (\text{П2.22})$$

Если цикловая подача топлива не известна, а задан коэффициент избытка воздуха α , то после подстановок выражения для q_c через α в уравнение для Θ , найдем после преобразований Θ из квадратного уравнения: $\Theta = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$;

$$a = \gamma_r; \quad (\text{П2.23})$$

$$b = \alpha l_o \gamma_r - (\alpha \cdot L_o + 1) - \gamma_r \cdot (l_o + 1); \quad (\text{П2.24})$$

$$c = -(l_o + 1); \quad (\text{П2.25})$$

и далее:

$$G_{cg} = G \gamma_r \Theta; \quad (\text{П2.26})$$

$$G_{ck} = G - G_{cg}; \quad (\text{П2.27})$$

$$r = G_{cg} / G; \quad (\text{П2.28})$$

$$q_c = G_{ck} / (\alpha \cdot l_o). \quad (\text{П2.29})$$

После окончания расчета газообмена с выходом опять в точке «а» определим новые значения коэффициента остаточных газов и коэффициента наполнения:

$$\gamma_r = \frac{r}{\Theta}; \quad (\text{П2.30})$$

$$\eta_v = G(1 - \gamma_r) \frac{T_k R_k}{P_k V_h}. \quad (\text{П2.31})$$

Связь концентрации отработавших газов в свежем заряде и показателей качества газообмена для бензиновых ДВС

Введем обозначения для газа в цилиндре в момент начала сжатия (точка «а»):

G – общая масса газа (свежий заряд).

Свежий заряд состоит из чистого свежего заряда G_{ck} и остаточных газов G_{cg} , свойства которых зависят от α . С другой стороны, чистый свежий заряд G_{ck} состоит из чистого воздуха G_{air} и бензина (газа), масса которого равна q_c ;

$r = G_{cg} / G$ – концентрация отработавших газов;

$\Theta = 1 - r$ – концентрация отработавших газов в остаточных газах, или концентрация отработавших газов в цилиндре после окончания сгорания.

Воспользуемся классическими определениями [П6]:

$\gamma_r = G_{cg} / G$ – коэффициент остаточных газов;

$\alpha = G_{air} / (q_c \cdot l_o)$ – коэффициент избытка воздуха;

q_c – цикловая подача топлива, кг;

l_o – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива (для бензино-воздушной смеси $l_o = 14,87$ кг-воздуха/кг-топлива).

$\eta_V = G_{ck} \frac{T_K R_K}{P_K V_h}$ – коэффициент наполнения;

где P_K , T_K , R_K – давление, температура, газовая постоянная воздуха на входе во впускной трубопровод.

На момент начала расчета (точка «а» – начало сжатия) известны:

- давление, температура и объем рабочего тела;
- коэффициент остаточных газов γ_r (в первом приближении).

Вычислим концентрацию отработавших газов:

$$G_{cg} = G \cdot \gamma_r; \quad (\text{П2.32})$$

$$G_{ck} = G - G_{cg}; \quad (\text{П2.33})$$

$$r = \gamma_r. \quad (\text{П2.34})$$

Если известна цикловая подача топлива q_c , то вычислим α :

$$\alpha = (G_{ck} - q_c) / (q_c \cdot l_o). \quad (\text{П2.35})$$

Если цикловая подача топлива не известна, а задан коэффициент избытка воздуха α , то вычислим q_c :

$$q_c = G_{ck} / (\alpha \cdot l_o + 1). \quad (\text{П2.36})$$

После окончания расчета газообмена с выходом опять в точке «а» определим новые значения коэффициента остаточных газов и коэффициента наполнения:

$$\gamma_r = \frac{r}{\Theta}; \quad (\text{П2.37})$$

$$\eta_V = G(1 - \gamma_r) \frac{T_K R_K}{P_K V_h}. \quad (\text{П2.38})$$

2. Моделирование рабочего процесса бензинового двигателя в программном комплексе Дизель-РК

В качестве объекта моделирования выбран двигатель автомобиля «ВАЗ-ОКА» (2Ч 8,2/7,1).

При расчетах закладывались следующие основные исходные условия. *Конструктивные параметры цилиндропоршневой группы:*

- бензиновый четырехтактный двигатель, имеющий 2 цилиндра и рядную компоновку;
- степень сжатия $\varepsilon = 9,0$;
- ход поршня $S = 71$ мм;
- диаметр цилиндра $D = 82$ мм;
- головку цилиндра – двухклапанная.

Геометрические характеристики (длина и диаметр поперечного сечения) газозоудных трактов (впускных и выпускных каналов в головке, а также впускных труб и выпускных коллекторов) задавались согласно этим показателям для двигателя автомобиля «ВАЗ-ОКА».

Параметры состояния окружающей среды:

- температура $t_0 = 20$ °С.
- барометрическое давление $p_0 = 0,1013$ МПа;

Фазы газораспределения задавались в соответствии со штатными параметрами двигателя автомобиля «ВАЗ-ОКА»:

- открытие выпускного клапана – 47 град п.к.в. до нижней мертвой точки;
- закрытие выпускного клапана – 17 град п.к.в. после верхней мертвой точки;
- открытие впускного клапана – 33 град п.к.в. до верхней мертвой точки;
- закрытие впускного клапана – 79 град п.к.в. после нижней мертвой точки.

Частота вращения коленчатого вала изменялась в диапазоне от 1000 до 5600 мин⁻¹.

Сначала проводилось моделирование рабочего процесса двигателя 2Ч 8,2/7,1 (ВАЗ-ОКА) с базовыми техническими и геометрическими характеристиками. Результаты этого расчета были взяты как исходные данные для дальнейшего сопоставления с усовершенствованными процессами газообмена.

Влияние на рабочий процесс совершенствования процесса впуска

Сначала рассмотрим результаты доводки впускной системы и, соответственно, ее влияние на технико-экономические показатели двигателя. Для доводки впускной системы применялись стандартные конструктивные приемы: осуществлялось изменение диаметра и длины впускного коллектора и канала в головке цилиндра с целью максимального увеличения коэффициента наполнения.

Установлено, что изменение геометрических размеров (диаметра и длины) впускного коллектора и канала в головке цилиндра приводят к увеличению коэффициента наполнения η_v в диапазоне от 2,5 до 10,5 % в сравнении с исходным двигателем (рисунок П2.1). В перспективе это приведет к улучшению наполнения цилиндров свежим зарядом и созданию более благоприятных условий для смесеобразования и сгорания топлива.

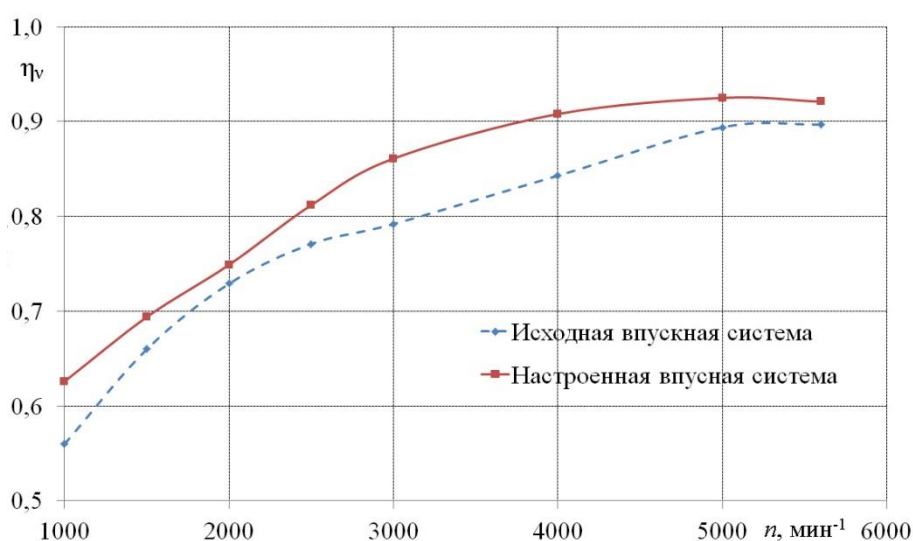


Рисунок П2.1 – Зависимость коэффициента наполнения η_v от частоты вращения коленчатого вала n после модернизации элементов впускной системы

Как ожидалось, увеличение коэффициента η_v привело к увеличению эффективной мощности поршневого ДВС на величину 2,5-11,0 % в зависимости от режима его работы (рисунок П2.2).

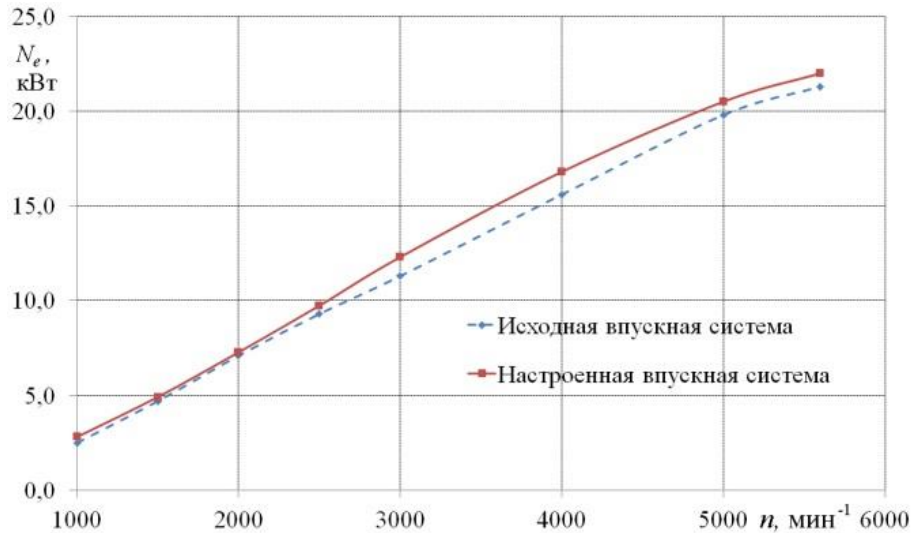


Рисунок П2.2 – Зависимость эффективной мощности двигателя N_e от частоты вращения коленчатого вала n после модернизации элементов впускной системы

Следует отметить, что удельный эффективный расход топлива при этом фактически не изменился (рисунок П2.3).

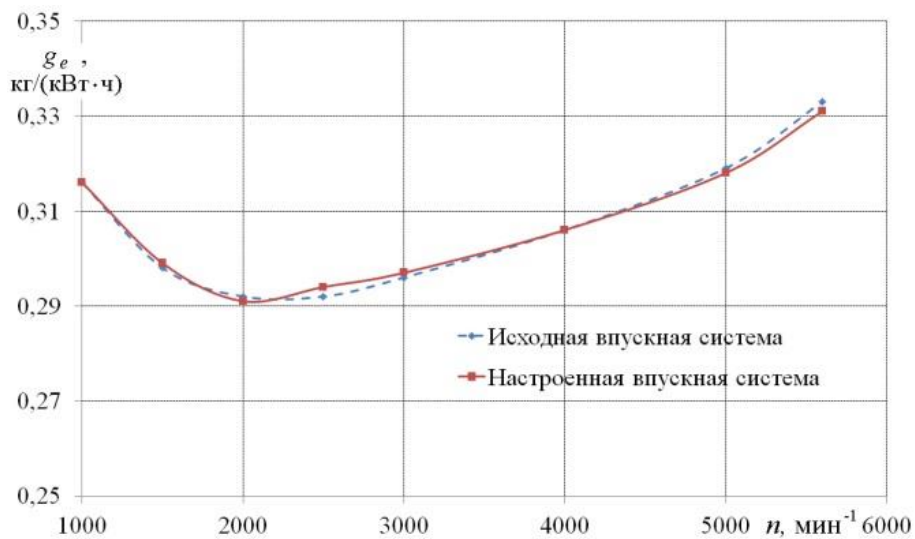


Рисунок П2.3 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения коленвала n после модернизации элементов впускной системы

Таким образом, только за счет изменения конфигурации элементов впускной системы можно увеличить коэффициент наполнения на величину до 11 %, что приводит к увеличению мощности вплоть до 11 % при фактически неизменном удельном эффективном расходе топлива.

Влияние на рабочий процесс совершенствования процесса выпуска

Далее проводилась доводка геометрических параметров выпускной системы с целью снижения коэффициента остаточных газов γ . Как и в предыдущем случае, в ходе доводки применялись стандартные приемы: изменялись длина и диаметр выпускного коллектора и выпускных каналов в головке цилиндров.

В результате были определены оптимальные диаметры и длины основных элементов выпускной системы, при которых коэффициент γ снизился в диапазоне от 0,5 до 11,0 % (рисунок П2.4).

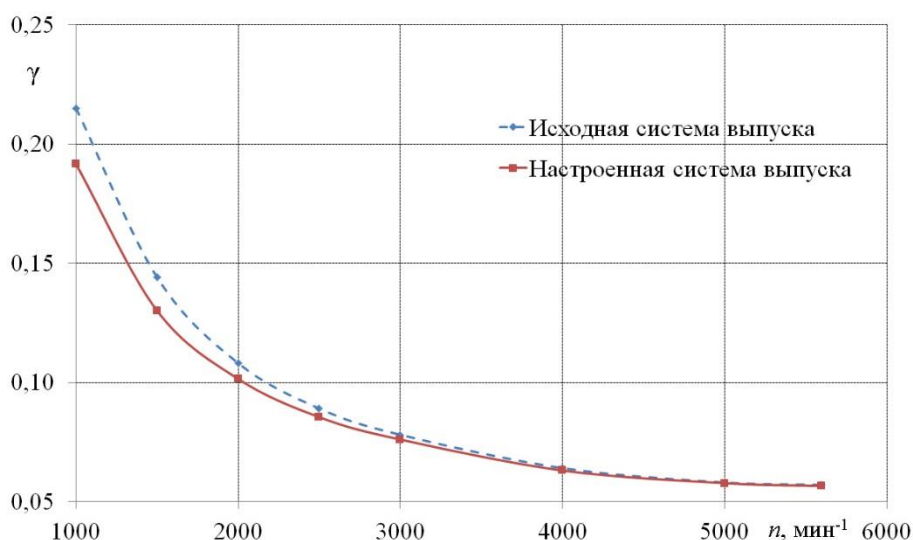


Рисунок П2.4 – Зависимость коэффициента остаточных газов γ от частоты вращения коленчатого вала n после модернизации элементов выпускной системы

В перспективе эта мера должна привести к лучшей очистке цилиндра от отработавших газов, что позволит в последующий процесс впуска лучше заполнить

цилиндр топливно-воздушной смесью, а соответственно, получить большую мощность.

Однако результаты моделирования показали, что эта мера оказала не столь существенное влияние на эффективную мощность двигателя (рисунок П2.5).

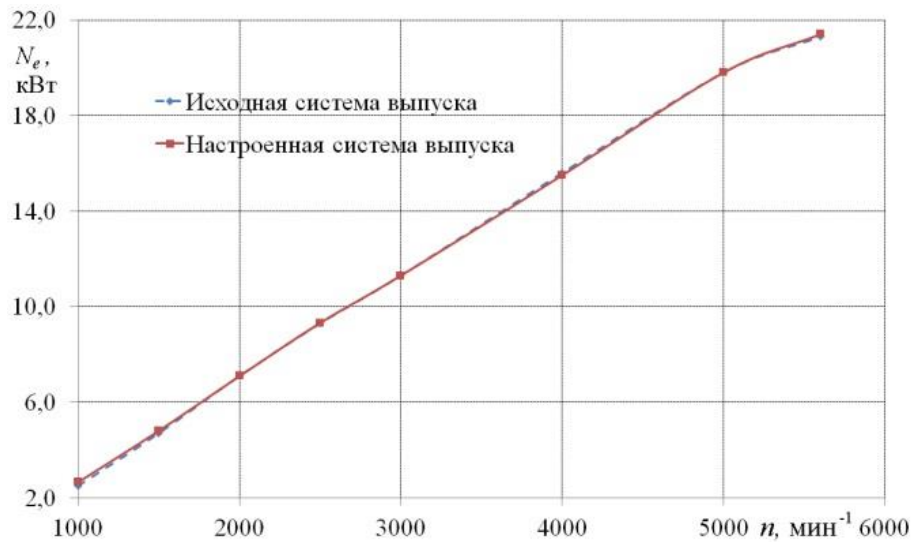


Рисунок П2.5 – Зависимость эффективной мощности двигателя N_e от частоты вращения коленчатого вала n после модернизации элементов выпускной системы

Из рисунка П2.5 видно, что увеличение мощности двигателя при доводке геометрии выпускной системы составило не более 5,5 %, а на большинстве режимов увеличение мощности не превысило 2,0 %.

Следует отметить, что после доводки геометрии выпускной системы удельный эффективный расход топлива увеличился в среднем на 0,5 % (рисунок П2.6).

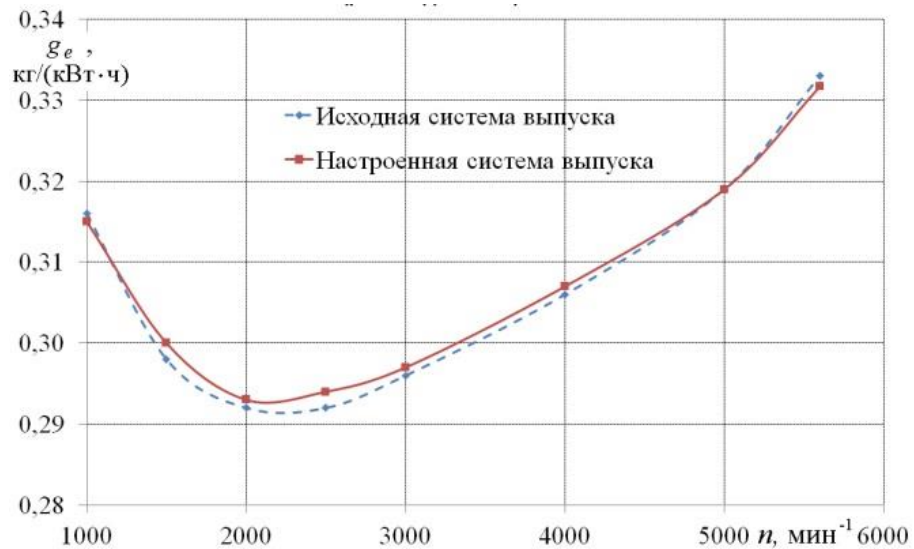


Рисунок П2.6 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения коленчатого вала n после модернизации элементов выпускной системы

Таким образом, следует заключить, что совершенствование геометрии впускной системы в сравнении с выпускной является более эффективным способом повышения технико-экономических показателей поршневых двигателей.

Совершенствование процессов газообмена (одновременная доводка элементов систем впуска и выпуска)

Далее оценивалось влияние от одновременного совершенствования геометрических конфигураций впускной и выпускной систем на технико-экономические показатели поршневых двигателей.

Из рисунка П2.7 видно, что при одновременном изменении геометрии элементов впускной и выпускной систем коэффициент наполнения увеличивается на величину от 2,5 % до 11,5 % по сравнению с исходным двигателем.

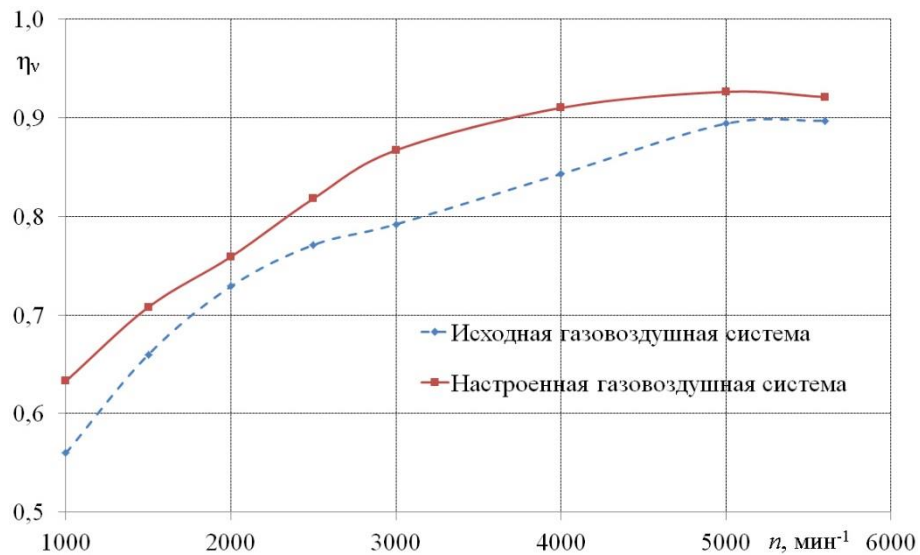


Рисунок П2.7 – Зависимость коэффициента наполнения η_v

от частоты вращения коленчатого вала n

после модернизации элементов впускной и выпускной систем

При этом одновременная доводка геометрии элементов систем впуска и выпуска приводит к снижению коэффициента остаточных газов в диапазоне от 2,5 до 22,0 % в зависимости от режима работы двигателя (рисунок П2.8).

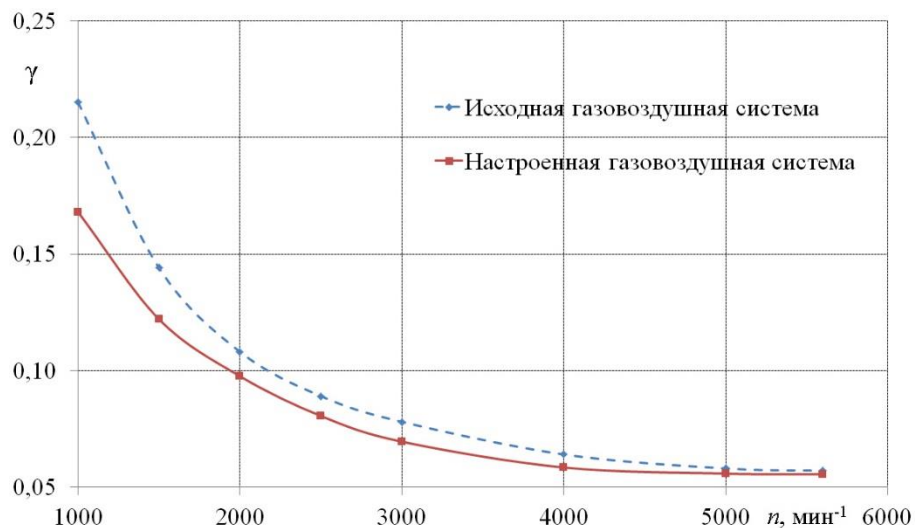


Рисунок П2.8 – Зависимость коэффициента остаточных газов γ от частоты вращения коленвала n после модернизации элементов впускной и выпускной систем

Как и следовало ожидать, модернизация впускной и выпускной систем приводит к существенному улучшению показателей газообмена поршневого двигателя, что соответственно, должно отразиться на его технико-экономические показатели.

На рисунке П2.9 показана зависимость эффективной мощности N_e от частоты вращения коленчатого вала n после модернизации газовоздушных систем двигателя.

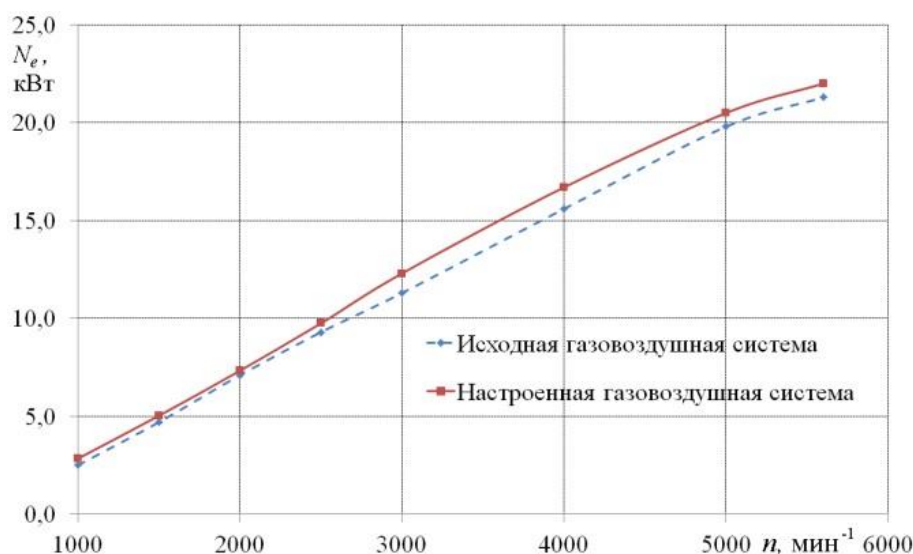


Рисунок П2.9 – Зависимость эффективной мощности N_e от частоты вращения коленчатого вала n после модернизации газавоздушных систем двигателя

Из рисунка П2.9 видно, что после модернизации газавоздушных систем двигателя увеличение мощности составляет от 3,0 до 12,0 % в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. При этом наиболее существенный прирост наблюдается при высоких значениях n .

По рисунку П2.10 можно проследить изменение удельного эффективного расхода топлива в двигателе с модернизированными газавоздушными системами.

Из рисунка П2.10 видно, что расход топлива увеличился в среднем на 0,5-0,6 %.

Проведенные с помощью программного комплекса Дизель-РК расчеты показали, что доводка элементов систем впуска и выпуска бензинового двигателя может привести к:

- увеличению коэффициента наполнения в диапазоне от 2,5 до 11,5 %;
- снижению коэффициента остаточных газов на величину от 2,5 до 22 %;
- росту эффективной мощности двигателя на 3,0-12,0 % при увеличении удельного эффективного расхода лишь на 0,5-0,6 %.

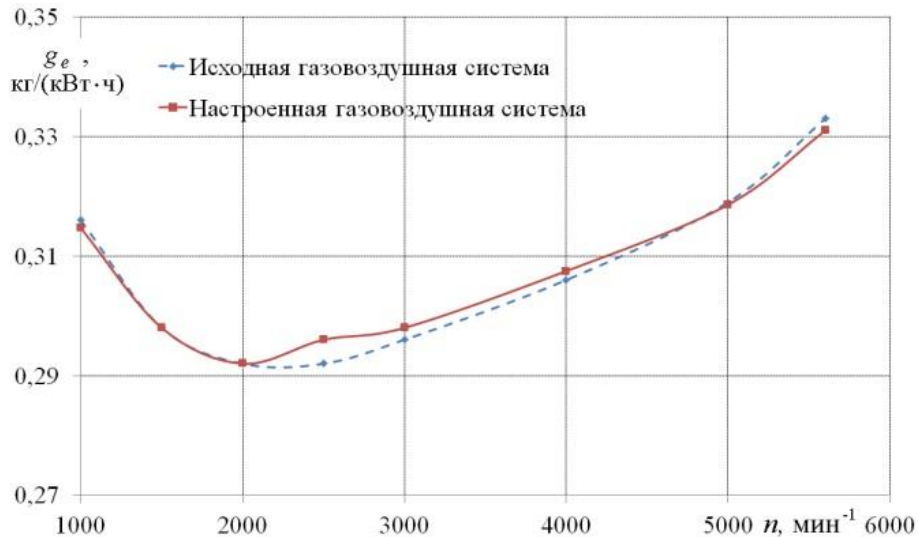


Рисунок П2.10 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения коленчатого вала n после модернизации газовоздушных систем двигателя

Таким образом, расчетное исследование показало, что комплексное совершенствование геометрии впускных и выпускных систем является мощным фактором совершенствования рабочего процесса поршневых ДВС.

Список литературы

- П3. Кулешов А. С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач / А. С. Кулешов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 123 с.
- П4. Симсон А. Э. Турбонаддув высокооборотных дизелей / А. Э. Симсон, А. И. Каминский, П. С. Моргулис. Л.: Машиностроение, 1976. 288 с.
- П5. Симсон А.Э. Исследование импульсных систем газотурбинного наддува / А. Э. Симсон // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, 1972, Вып. 15. С. 94.

П6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. М.: Машиностроение, 1983. 272 с.

Общая теория термической анемометрии

Кратко опишем требования к термоанемометрической аппаратуре. Для того чтобы измерение было надежным и достоверным, чувствительный элемент и остальная часть измерительной аппаратуры должны удовлетворять нескольким основным требованиям [П7-П9]:

1. Чувствительный элемент, помещаемый в движущийся поток должен иметь небольшие размеры, чтобы вызываемое им возмущение в потоке было минимальным. Другими словами, датчик термоанемометра не должен приводить к искажению поля скоростей потока в ходе эксперимента.

2. Мгновенное распределение скорости в области установки чувствительного элемента должно быть по возможности равномерным, т. е. размер нити должен быть меньше микромасштаба турбулентности. Это позволит получать более достоверные данные.

3. Электронная схема и датчик термоанемометра должны обладать необходимым быстродействием и инерционностью, чтобы их реакция даже на наиболее быстрые пульсации была практически мгновенна. То есть постоянная времени всей системы измерений должна быть как минимум в два раза меньше, чем постоянная времени физического процесса, регистрируемого с помощью термоанемометра [П10].

4. Чувствительность прибора должна обеспечивать регистрацию всех значимых пульсаций потока, которые могут составлять десятые доли процента от среднего значения.

5. Чувствительный элемент, преобразователь и электронная схема (аппаратура) должны иметь стабильные характеристики, чтобы в течение одного измерения не происходило заметных искажений градуировочной (тарировочной) кривой.

6. Конструкция и управление должны быть достаточно простыми и надежными.

Далее рассмотрим общую теорию термической анемометрии. Чувствительный элемент датчика термоанемометра обычно представляет собой тонкую металлическую нить небольшой длины, которая нагревается электрическим током. Для измерения скорости потока и пульсаций в нем используются нити диаметром от 2 до 10 мкм, которые, как показывает опыт исследований, не вносят существенных искажений в течение исследуемого газового потока.

В ходе экспериментов нить датчика охлаждается из-за теплопроводности, свободной и вынужденной конвекции, а также излучению. Доказано [П11], что влиянием излучения и свободной конвекцией можно пренебречь.

Для случая охлаждения нити набегающим потоком воздуха исследователями [П12, П13] были получены теоретические и экспериментальные данные о теплообмене цилиндра с газом, движущимся перпендикулярно к оси цилиндра. В итоге, Крамерсом [П14] было предложено эмпирическое уравнение, которое дает обычно используется в практике для многих газов:

$$Nu = 0,42Pr^{0,2} + 0,57Pr^{0,33} \cdot Re^{0,50}, \quad (\text{П3.1})$$

где Re – число Рейнольдса, Pr – число Прандтля, Nu – число Нуссельта. В них определяющими размерами являются диаметр нити датчика и температура потока газа.

Для воздуха и двухатомных газов справедливость этого уравнения доказана в диапазоне чисел Рейнольдса Re от 0,01 до 10000.

Для нити с диаметром примерно 5 мкм, получим интервал скоростей, в котором можно воспользоваться уравнением (П3.1): $0,4 < w < 4 \cdot 10^5$ см/с. Этот диапазон скоростей охватывает все случаи практического применения термоанемометра в области двигателестроения (при исследованиях процессов во впускных и выпускных трубопроводах).

Количество тепла Q , переносимого в единицу времени от нити длиной l с равномерно распределенной температурой к окружающему газу, равно

$$Q = \alpha \pi d l (T_c - T_{жс}), \quad (\text{П3.2})$$

где l – длина нити, м; d – диаметр нити, м; $T_{жс}$ – температура газа, К; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); T_c – температура нити, К.

Или, если заменить величину α по соотношению (ПЗ.1),

$$Q = \pi \lambda l (T_c - T_{жс}) \left[0,42(\text{Pr})^{0,2} + 0,57 \text{Pr}^{0,33} \cdot \text{Re}^{0,50} \right], \quad (\text{ПЗ.3})$$

где λ – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К).

Для достижения теплового баланса тепловые потери тепла с поверхности нити (теплоемкость нити пренебрежимо мала) в единицу времени должны равняться количеству тепла, выделяемого (джоулево тепло) в единицу времени электрическим током, проходящим через нить; другими словами, их величина составляет $i^2 R_c$, где R_c – активное электрическое сопротивление нити при температуре T_c ; i – сила электрического тока, А.

Таким образом, для теплового равновесия нити датчика необходимо, чтобы

$$i^2 R_c = \pi K l (T_c - T_{жс}) \left[0,42(\text{Pr})^{0,2} + 0,57 \text{Pr}^{0,33} \cdot \text{Re}^{0,50} \right]. \quad (\text{ПЗ.4})$$

Далее можно выразить разность температур $(T_c - T_{жс})$ в уравнении (ПЗ.4) через величину $(R_c - R_{жс})$, где $R_{жс}$ – электрическое сопротивление нити при температуре газа $T_{жс}$; тогда получим

$$T_c - T_{жс} = \frac{R_c - R_{жс}}{b R_o}. \quad (\text{ПЗ.5})$$

Тогда соотношение (ПЗ.4) можно переписать следующим образом:

$$i^2 R_c = \frac{\pi K l (R_c - R_{жс})}{b R_o} \left[0,42(\text{Pr})^{0,2} + 0,57 \text{Pr}^{0,33} \cdot \text{Re}^{0,50} \right], \quad (\text{ПЗ.6})$$

где b – температурный коэффициент удельного электрического сопротивления нити датчика, Ом/К; R_o – сопротивление при характерной температуре T_o .

В теории термоанемометрии обычно это соотношение записывают в следующем виде

$$\frac{i^2 R_c}{R_c - R_{жс}} = A + B \sqrt{U}, \quad (\text{ПЗ.7})$$

где

$$A = 0,42 \frac{\pi \lambda l}{b R_o} (\text{Pr})^{0,20}, \quad (\text{ПЗ.8})$$

$$B = 0,57 \frac{\pi \lambda l}{b R_o} (\text{Pr})^{0,33} \left(\frac{\rho}{\mu} \right)^{0,50}, \quad (\text{ПЗ.9})$$

где μ – коэффициент динамической вязкости, м/с^2 ; ρ – плотность газа, кг/м^3 .

Указанные выше коэффициенты A и B в практике термоанемометрии не вычисляются из уравнений (ПЗ.8) и (ПЗ.9), а определяются экспериментально. Однако иногда они все же используются для оценки влияния свойств газа и нити на их значения.

При постоянной температуре, т. е. при постоянном электрическом сопротивлении нити датчика, связь между i^2 и \sqrt{w} , в соответствии с уравнением (ПЗ.7) должна быть линейной.

В данной работе эта линейная зависимость (рисунок ПЗ.1) была получена в ходе экспериментов при статической тарировке созданного термоанемометра с чувствительным элементом датчика из нихромовой нити, имеющей диаметр 5 мкм и длину 5 мм.

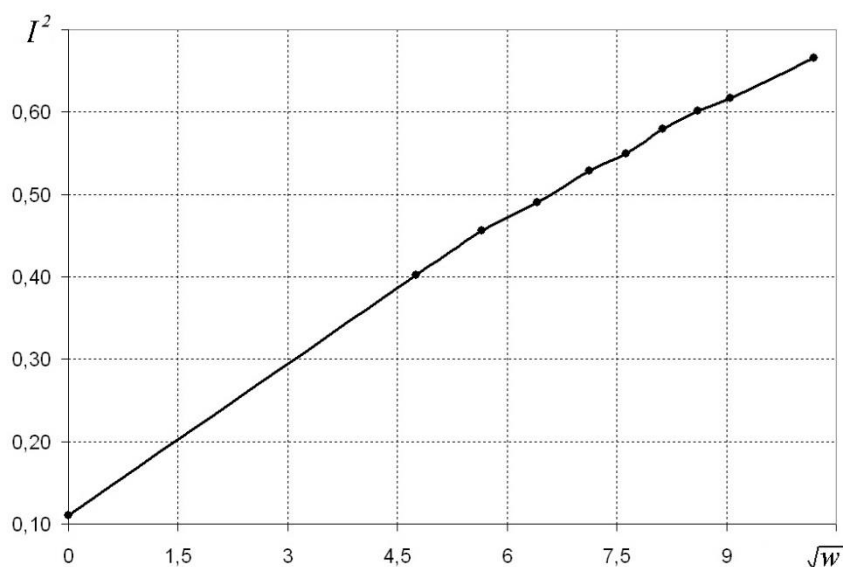


Рисунок ПЗ.1 – Линейная зависимость i^2 термоанемометра постоянной температуры от \sqrt{w}

Для измерения скорости потока и его пульсаций используются два различных метода термоанемометрии [П15]: постоянного тока и постоянной температуры. В методе постоянного тока – ток, нагревающий нить датчика, поддерживается постоянным, что приводит к пульсациям температуры нити, обусловленным влиянием потока газа. В методе постоянной температуры – ток нагрева нити датчика регулируется таким образом, чтобы выделяющееся количество тепла обеспечивало постоянную температуру нити в ходе проведения опытов.

Функциональная схема термоанемометра постоянного тока приведена на рисунке ПЗ.2. Под действием скорости потока газа нить датчика охлаждается, ее сопротивление изменяется и, соответственно, возникает разбаланс в измерительной диагонали ab моста сопротивлений. Сигнал усиливается с помощью специального усилителя и далее поступает в аналого-цифровой преобразователь для обработки на персональном компьютере.

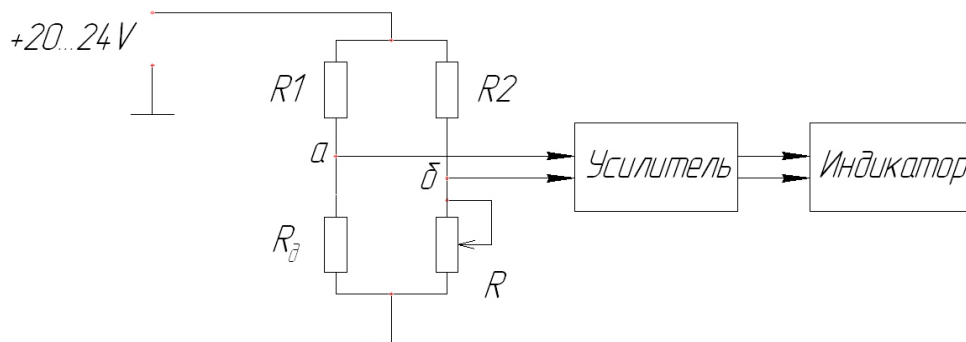


Рисунок ПЗ.2 – Функциональная схема термоанемометра постоянной силы тока

Сущность метода постоянной температуры (рисунок ПЗ.3) состоит в следующем: нить датчика термоанемометра является одним из плеч моста сопротивлений, к измерительной диагонали которого подключается специальный усилитель, имеющий усилитель напряжения (с коэффициентом K_n) и усилитель тока (с коэффициентом K_m). Выход этого усилителя осуществляет питание диагонали моста сопротивлений. Электрический ток проходит через нить датчика, нагревая ее до определенной температуры. Температура нити поддерживается постоянной с помощью сервоуправляемой системы. Таким образом мгновенная величина расходуемой

электрической энергии равна мгновенной тепловой потере на нагревание окружающей среды. Тепловые потери зависят от давления, температуры и скорости измеряемого газа, а также от теплофизических свойств применяемой нити. Следует отметить, что если температура и давление газа в ходе опыта не меняются, то ток нити будет зависеть только от скорости потока газа.

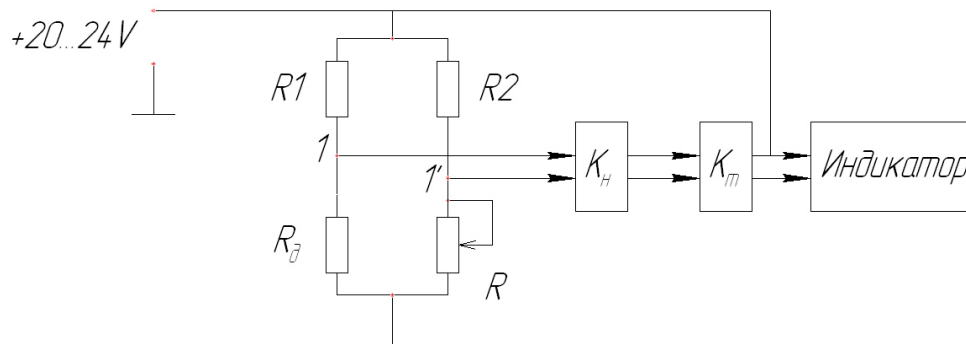


Рисунок ПЗ.3 – Функциональная схема термоанемометра постоянной температуры

Если в результате увеличения скорости потока газа нить датчика начинает охлаждаться, сопротивление ее при этом начинает меняться согласно уравнению (ПЗ.5). Изменение сопротивления приводит к изменению падения напряжения в диагонали моста $1-1'$, которое подается на вход усилителя. Это напряжение усиливается и подается на мост так, что ток усилителя, который идет на нагрев нити датчика, увеличивается и компенсирует ее охлаждение. Таким образом напряжение $U_{\text{вых}}$, характеризующее нагрев датчика, является мерой скорости потока газа.

Установлено, что постоянная времени термоанемометра τ_0 при работе по методу постоянной температуры значительно меньше, чем для метода постоянного тока [П16]. При значениях коэффициента усиления петли обратной связи порядка 10–15 тысяч частотный диапазон термоанемометра постоянной температуры расширяется до 30–50 кГц, что полностью закрывает диапазон частот, наблюдаемый при исследованиях газодинамики в процессах впуска и выпуска поршневых двигателей.

Довольно низкое значение постоянной времени делает метод термоанемометрии при постоянной температуре пригодным для измерения скорости и пульсаций потоков без применения компенсации термического запаздывания (поскольку из-за постоянной температуры нити константы A и B (см. выше) являются постоянными).

Статическая и динамическая тарировка термоанемометра постоянной температуры

Перед проведением исследований процессов газообмена в поршневых ДВС необходимо было определить характеристики одного из основных измерительных приборов – термоанемометра постоянной температуры (подробно метод термоанемометрии будет описан ниже). Для этого проводилась его статическая и динамическая тарировка на установке, представленной на рисунке ПЗ.4.

Эта установка состоит из нагнетателя воздуха 1 с возможностью регулировки расхода воздуха за счет изменения частоты вращения ротора двигателя. К нагнетателю подсоединен воздухоподводящий канал 2 с участком стабилизации 14 потока воздуха, на конце которого установлена насадка 3 .

В ходе тарировки аналоговый сигнал с выхода термоанемометра 4 поступал в АЦП 6 , который преобразовывал его в цифровой вид для дальнейшей обработки на ПК 7 с помощью программного комплекса Lgraph 2.0.

Для контрольного измерения скорости потока воздуха использовался пневмометрический зонд 8 , подключенный к дифманометру 9 . Температура потока воздуха измерялась термопарой медь-константан, размещенной в подводящем к насадке трубопроводе. Показания с термопары регистрировались при помощи милливольтметра 10 , данные с которого также передавались в АЦП и далее в ПК для обработки.

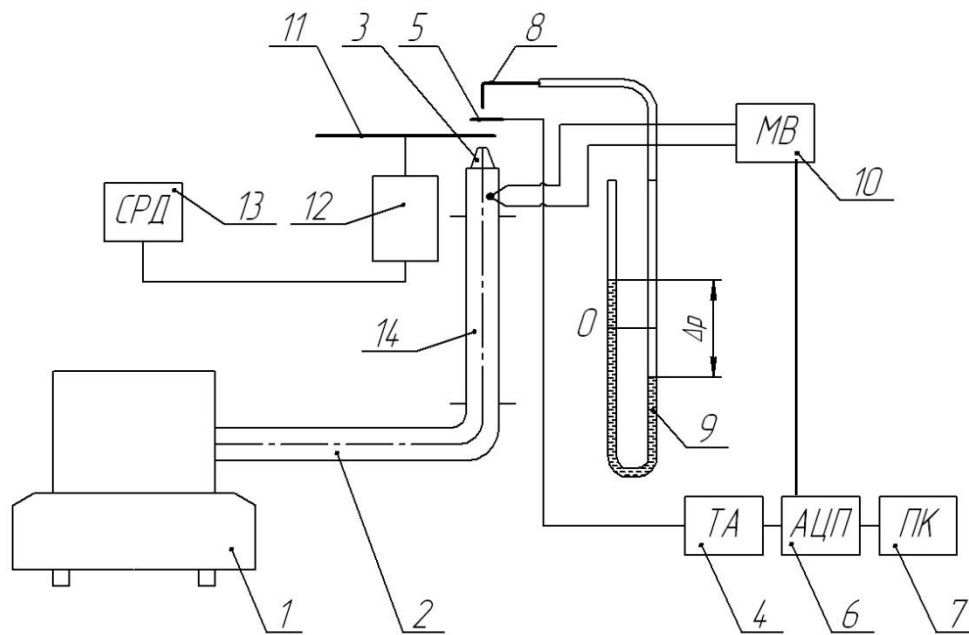


Рисунок ПЗ.4 – Схема установки для тарировки термоанемометра: 1 – нагнетатель воздуха; 2 – воздухоподводящий канал; 3 – насадка; 4 – главный блок термоанемометра; 5 – чувствительный элемент термоанемометра; 6 – аналого-цифровой преобразователь (АЦП); 7 – персональный компьютер (ПК); 8 – пневмометрический зонд; 9 – дифманометр (микроманометр); 10 – милливольтметр; 11 – лопасти; 12 – электрический двигатель; 13 – система управления электрическим двигателем; 14 – участок гидродинамической стабилизации

Промеры поля скоростей потока после насадки с помощью пневмометрического зонда позволили выявить область потенциального течения в поперечном сечении струи, формируемой насадкой, где в дальнейшем размещался чувствительный элемент датчика термоанемометра.

При статической тарировке термоанемометра измерялись следующие величины:

- барометрическое давление p_o , мм. рт. ст.;
- температура воздуха T_x , К;
- динамический напор Δp , мм. вод. ст.

По ним вычислялась плотность воздуха при данных условиях по классической формуле:

$$\rho = \frac{p}{RT}, \quad (\text{ПЗ.10})$$

где p_o – барометрическое давление, Па; R – газовая постоянная для воздуха, равная 286,7, Дж/(кг К); T – температура воздуха в канале, К.

Далее по показаниям микроманометра определялась скорость воздуха при данных условиях по соотношению:

$$w = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (\text{ПЗ.11})$$

Процедура опыта заключалась в следующем. Скорость потока воздуха на 10–12 режимах (скоростях) измерялась пневмотрубкой, и параллельно проводились ее замеры при помощи термоанемометра. В результате были получены тарировочные кривые в виде зависимости напряжения на выходе термоанемометра от скорости потока воздуха. Полученная тарировочная кривая для трубопровода с круглой формой поперечного сечения с диаметром $d = 11,4$ мм представлена на рисунке ПЗ.5. Из рисунка видно, что в диапазоне скоростей от 24 до 100 м/с наблюдается линейная зависимость выходного напряжения от скорости потока воздуха.

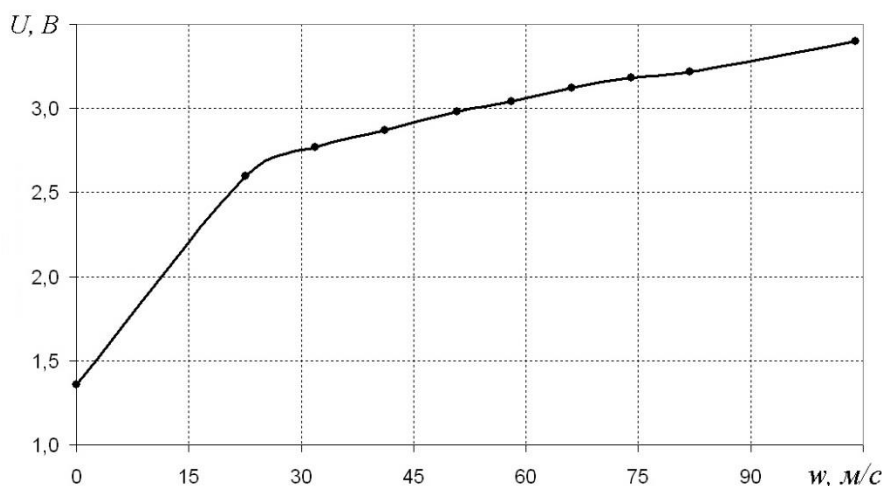


Рисунок ПЗ.5 – Тарировочная кривая термоанемометра постоянной температуры для трубопровода круглого поперечного сечения:

чувствительный элемент – нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм

Далее для оценки быстродействия работы системы «термоанемометр – датчик» проводилась их динамическая тарировка. В ходе динамической тарировки создавались пульсации потока с помощью заслонки-лопасти 11 (см. рисунок ПЗ.4), вращаемой электрическим двигателем 12 с системой управления частотой вращения двигателя 13.

На рисунке ПЗ.6 показана экспериментально полученная зависимость постоянной времени термоанемометра τ_o от скорости потока воздуха w в трубопроводе круглого поперечного сечения. Из рисунка видно, что постоянная времени термоанемометра уменьшается с увеличением скорости потока воздуха. На основании динамической тарировки, можно заключить, что быстродействие (частота дискретизации по времени и по уровню) разработанного термоанемометра будет достаточным на всех газодинамических режимах течения потока воздуха во впускном и выпускном трубопроводах поршневого ДВС, поскольку его постоянная времени, как минимум в пять раз меньше, чем время прохождения фронта пульсации. Это удовлетворяет требованиям, установленным для обработки аналоговых сигналов [П17; П18].

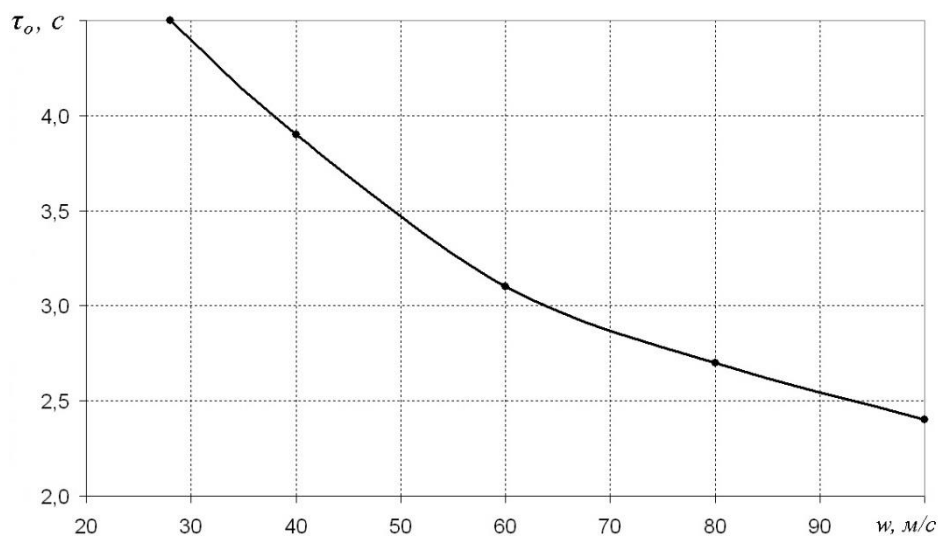


Рисунок ПЗ.6 – Зависимость постоянной времени опытного термоанемометра τ_o от скорости потока воздуха w

Таким образом, на основе статической и динамической тарировок разработанного термоанемометра, можно сделать вывод, что выходной сигнал термоанемометра будет корректно отображать газодинамические и теплообменные процессы, происходящие во впускных и выпускных трубопроводах экспериментальной установке. Исключение будут служить небольшие по амплитуде высокочастотных флуктуации скорости потока воздуха, о которых можно будет судить только качественно, форма их будет заведомо искажаться.

Список литературы

- П7. Вихерт М. М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М. М. Вихерт, Ю. Г. Грудский. М.: Машиностроение, 1982. 151 с.
- П8. Брэдшоу П. Введение в турбулентность и ее измерение / П. Брэдшоу. М.: Машиностроение, 1974. 282 с.
- П9. Botang Liu. Calculation of three-dimensional current in input pipe of cylinder head of diesel / Liu Botang, Gan Xianshan, Zou Guoping, Hu Jingrong // Huazhong ligong daxue xuebao=J. Huazhong Univ. Sci. and Technol, 1999, Vol. 27, № 11. pp. 42-44.
- П10. Бабич Н. П. Основы цифровой схемотехники: Учебное пособие / Н. П. Бабич, И. А. Жуков М.: Издательский дом «Додэка-XXI», К.: «МК-Пресс», 2007. 480 с.
- П11. Хинце И. О. Турбулентность / И. О. Хинце. М.: Физматгиз, 1963. 680 с.
- П12. McAdams W. H. Heat Transmission, 3-е изд., стр. 260, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1954. (Имеется русск. перевод: Мак-Адамс В., Теплопередача, ОНТИ, М., 1956.)
- П13. Rasmussen C. G., Madsen B. B. A hot-wire and hot-film anemometry. An introduction to the theory and application of the DISA constant temperature anemometer.
- П14. Kramers H. Physica. Vol. 12, P. 61 (1946).
- П15. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроение / И. Л. Повх. Изд. 3-е, доп. и исправл. Л.: Машиностроение (Ленингр. Отд-ние), 1974. 480 с.

П16. Фреймут П. Теория регулирования с обратной связью для термоанемометров постоянной температуры / П. Фреймут // Приборы для научных исследований, 1967, № 5. С. 98-105.

П17. Тревис Дж. LabVIEW для всех / Джеффри Тревис: пер. с англ. Клушин Н. А. М.: «ДМК Пресс», 2005. 544 с.

П18. Олссон Густав. Цифровые системы автоматизации и управления / Густав Олссон, Джангуидо Пиани. Спб.: «Невский Диалект», 2001. 557 с.

Расчет рабочего процесса автомобильного двигателя 2Ч 8,2/71 с модернизированными впускными и выпускными трубопроводами

Далее выполнялся расчет рабочего процесса бензинового двигателя по методике, описанной в учебнике Шароглазова Б. А. [П19].

Необходимость выполнения расчета рабочего процесса бензинового двигателя «в ручную» связана с тем, что положительные эффекты (улучшение показателей качества газообмена) от поперечного профилирования впускных и выпускных каналов базируются на изменении структуры потока в трубопроводах, поэтому они превосходят те улучшения, которые могут быть достигнуты путем традиционной доводки трактов с помощью математического моделирования.

В таблице П4.1 для сравнения представлены показатели качества газообмена, которых удалось добиться за счет доводки газовоздушных трактов с помощью математического моделирования и за счет поперечного профилирования.

Таблица П4.1

Показатели газообмена бензинового двигателя после доводки впускных и выпускных каналов с помощью математического моделирования и за счет поперечного профилирования

$n, \text{мин}^{-1}$	Доводка каналов с помощью математического моделирования		Модернизация каналов за счет поперечного профилирования	
	Улучшение $\eta_v, \%$	Улучшение $\gamma, \%$	Улучшение $\eta_v, \%$	Улучшение $\gamma, \%$
1000	+ 11,50	– 21,90	+ 24,3	– 24,8
1500	+ 6,80	– 15,30	+ 20,1	– 19,0
2000	+ 4,00	– 9,68	+ 20,1	– 18,7
2500	+ 5,75	– 9,55	+ 13,2	– 14,5
3000	+ 8,65	– 10,90	+ 13,2	– 19,2

Сначала выполнялся тепловой расчет двигателя автомобиля «ВАЗ-ОКА» (2Ч 8,2/7,1) с воспламенением горючей смеси от постороннего источника (изохорный подвод теплоты) с исходными данными, характерными для прототипа.

При расчетах закладывались следующие основные исходные условия.

Конструктивные параметры цилиндропоршневой группы:

- бензиновый четырехтактный двигатель, имеющий 2 цилиндра и рядную компоновку;
- степень сжатия $\varepsilon = 9,0$;
- диаметр цилиндра $D = 82$ мм;
- ход поршня $S = 71$ мм;
- головка цилиндра – двухклапанная.

Геометрические характеристики (длина и диаметр поперечного сечения) газозовоздушных трактов (впускных и выпускных каналов в головке, а также впускных труб и выпускных коллекторов) задавались согласно этим показателям для автомобильного двигателя «ВАЗ-ОКА».

Параметры состояния окружающей среды:

- температура $t_0 = 20$ °С.
- барометрическое давление $p_0 = 0,1013$ МПа;

Фазы газораспределения задавались в соответствии со штатными параметрами двигателя автомобиля «ВАЗ-ОКА»:

- открытие выпускного клапана – 47 град п.к.в. до нижней мертвой точки;
- закрытие выпускного клапана – 17 град п.к.в. после верхней мертвой точки;
- открытие впускного клапана – 33 град п.к.в. до верхней мертвой точки;
- закрытие впускного клапана – 79 град п.к.в. после нижней мертвой точки.

Частота вращения коленчатого вала изменялась в диапазоне от 1000 до 5600 мин⁻¹.

После чего, выполнялся расчет с учетом новых значений коэффициентов наполнения и коэффициентов остаточных газов, полученных после модернизации (поперечного профилирования) впускных и выпускных каналов.

Отдельные исходные данные, необходимые для выполнения расчета, заимствовались из результатов моделирования в Дизель-РК, а именно:

- давление перед впускными клапанами p_k ;

- температура свежего заряда перед впускными клапанами T_k ;
- давление остаточных газов p_r ;
- температура остаточных газов T_r ;
- степень подогрева свежего заряда от нагретых деталей двигателя ΔT ;
- механический КПД двигателя η_m .

Поскольку улучшение коэффициента наполнения и/или коэффициента остаточных газов приводит к существенному изменению большого количества разных показателей двигателя, поэтому расчет рабочего цикла выполнялся полностью для всех процессов и режимов работы поршневого ДВС.

Аналитический расчет рабочего процесса двигателя выполнялся по следующей методике.

Расчет параметров рабочего тела в конце такта впуска

Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \text{ МПа}, \quad (\text{П4.1})$$

где Δp_a – потери давления за счет сопротивления движению заряда при впуске.

Для бензиновых ДВС $\Delta p_a \approx (0,05 \dots 0,20) \cdot p_k$, МПа.

Оценка численного значения коэффициента наполнения

$$\eta_v = \left[\frac{p_a}{p_o} + \left(\frac{p_a}{p_o} - \frac{p_r}{p_o} \right) \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \right] \cdot \frac{T_o}{T_o + \Delta T}. \quad (\text{П4.2})$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{p_r \cdot T_k}{(\varepsilon - 1) \eta_v p_k T_r}. \quad (\text{П4.3})$$

Температура рабочего тела в конце впуска

$$T_k = \frac{T_o + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \text{ К}. \quad (\text{П4.4})$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного кг топлива в объемных единицах

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кг-моль/кг-топлива}. \quad (\text{П4.5})$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного кг топлива в массовых единицах

$$L'_o = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8C}{3} + 8H - O \right), \text{ кг/кг-топлива.} \quad (\text{П4.6})$$

Количество свежего заряда

$$M_o = \alpha L_o + \frac{1}{\mu_m}, \text{ кг-моль/кг-топлива.} \quad (\text{П4.7})$$

Количество рабочего тела в конце такта впуска

$$M_a = M_o + M_r, \text{ кг-моль/кг-топлива,} \quad (\text{П4.8})$$

где $M_r = M_o \cdot \gamma$ – количество остаточных газов, кг-моль/кг-топлива.

Объем рабочего тела в конце впуска

$$V_a = \frac{R \cdot M_a \cdot T_a}{p_a}, \text{ м}^3/\text{кг-топлива.} \quad (\text{П4.9})$$

Определение параметров рабочего тела в конце такта сжатия

Давление конца сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа,} \quad (\text{П4.10})$$

температура конца сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К,} \quad (\text{П4.11})$$

где n_1 – показатель политропы сжатия. Величина его зависит в основном от частоты вращения коленчатого вала n , поэтому для приближенного определения n_1 может быть использована эмпирическая зависимость профессора В.А. Петрова

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n}. \quad (\text{П4.12})$$

Объем рабочего тела в конце такта сжатия

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon}, \text{ м}^3/\text{кг-топлива.} \quad (\text{П4.13})$$

Расчет процесса сгорания

Уравнение изохорного сгорания записывается в виде:

$$\mu C_{v0} \cdot T_c + \frac{\xi_z \cdot E \cdot 10^3}{\left(\alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_m} \right) \cdot (1 + \gamma)} = \beta_z \cdot \mu C_{vz} \cdot T_z. \quad (\text{П4.14})$$

Решение уравнения имеет вид

$$T_z = -\frac{A_z}{2 \cdot B_z} \pm \sqrt{\left(\frac{A_z}{2 \cdot B_z} \right)^2 + \frac{S_1}{\beta_z \cdot B_z}}, \text{ К}, \quad (\text{П4.15})$$

где A_z и B_z – эмпирические коэффициенты в уравнении средней мольной теплоемкости продуктов сгорания при постоянном объеме. Для двигателей с искровым зажиганием:

$$A_z = 18,42 + 2,6 \cdot \alpha, \quad (\text{П4.16})$$

$$B_z = (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4}. \quad (\text{П4.17})$$

Левую часть уравнения для изохорного сгорания обозначим S_1

$$S_1 = \mu C_{v0} \cdot T_c + \frac{\xi_z \cdot E \cdot 10^3}{\left(\alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_m} \right) \cdot (1 + \gamma)}, \quad (\text{П4.18})$$

где ξ_z – коэффициент использования теплоты, учитывающий потери теплоты в стенки камеры сгорания и потери на диссоциацию (для бензиновых ДВС значение ξ_z колеблется в пределах 0,85...0,92); E – тепловой эффект реакции сгорания топлива, для бензиновых ДВС

$$E = Hu - \Delta Hu, \text{ МДж/кг}, \quad (\text{П4.19})$$

где ΔHu – потери теплотворности топлива от сгорания части углерода в оксид углерода

$$\Delta Hu = 4,13 \cdot (1 - \alpha) \cdot L'_o, \text{ МДж/кг}; \quad (\text{П4.20})$$

μC_{v0} – средняя мольная теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме, для точки С (конец сжатия) индикаторной диаграммы

$$\mu C_{v0} = A_o + B_o \cdot T_c, \text{ кДж/(кг-моль} \cdot \text{град)}. \quad (\text{П4.21})$$

В правой части уравнения для изохорного сгорания β_z – действительный коэффициент молекулярного изменения вычисляется по формуле

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma}, \quad (\text{П4.22})$$

где β_o – химический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_o = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o - \frac{1}{\mu_m}}{\alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_m}}. \quad (\text{П4.23})$$

Давление в конце сгорания

$$p_z = p_c \cdot \beta_z \cdot \frac{T_z}{T_c}, \text{ МПа.} \quad (\text{П4.24})$$

Степень повышения давления

$$\lambda_p = p_z / p_c. \quad (\text{П4.25})$$

Максимальное давление рабочего тела принимаем равным

$$p_{\max} \approx 0,85 p_z, \text{ МПа.} \quad (\text{П4.26})$$

Расчет параметров процесса расширения

Давление в конце такта расширения

$$p_b = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}, \text{ МПа,} \quad (\text{П4.27})$$

где $V_z = V_c$, а $V_b = V_a$; где n_2 – показатель политропы расширения. Для определения его численного значения (применительно к циклу с изохорным сгоранием) с учетом частоты вращения коленчатого вала n может быть использовано эмпирическое выражение

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n}. \quad (\text{П4.28})$$

Температура рабочего тела в конце такта расширения

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1}, \text{ К.} \quad (\text{П4.29})$$

Индикаторные и эффективные показатели цикла

Среднее индикаторное давление цикла для бензинового ДВС

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.} \quad (\text{П4.30})$$

С учетом скругления индикаторной диаграммы

$$p_i = \nu \cdot p'_i, \text{ МПа,} \quad (\text{П4.31})$$

где ν – коэффициент скругления, значение которого выбирают в пределах 0,92...0,96.

Индикаторная работа цикла

$$L_i = p_i \cdot V_h, \text{ МДж.} \quad (\text{П4.32})$$

Индикаторный КПД цикла

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot R \cdot \alpha \cdot L_o \cdot T_k}{H_u \cdot \eta_v \cdot p_k}. \quad (\text{П4.33})$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}, \text{ г/(кВт·ч).} \quad (\text{П4.34})$$

Эффективный КПД двигателя

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (\text{П4.35})$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \text{ г/(кВт·ч).} \quad (\text{П4.36})$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт.} \quad (\text{П4.37})$$

Перед проведением аналитических расчетов по оценке влияния поперечного профилирования газоздушных трактов, было произведено сравнение результатов тепловых расчетов исходного двигателя-прототипа 2Ч 8,2/7,1, выполненных с помощью программного комплекса Дизель-РК и методике, описанной выше. Так, на рисунке П4.1 представлены значения коэффициентов наполнения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя, полученные при расчете в программе Дизель-РК и методике, описанной в учебнике Б. А. Шароглазова [П19].

Из рисунка П4.1 видно, что отличия в значениях коэффициента наполнения, полученных при моделировании в Дизель-РК и по учебнику [П19] не превышают 10 %, что свидетельствует о довольно хорошем совпадении результатов.

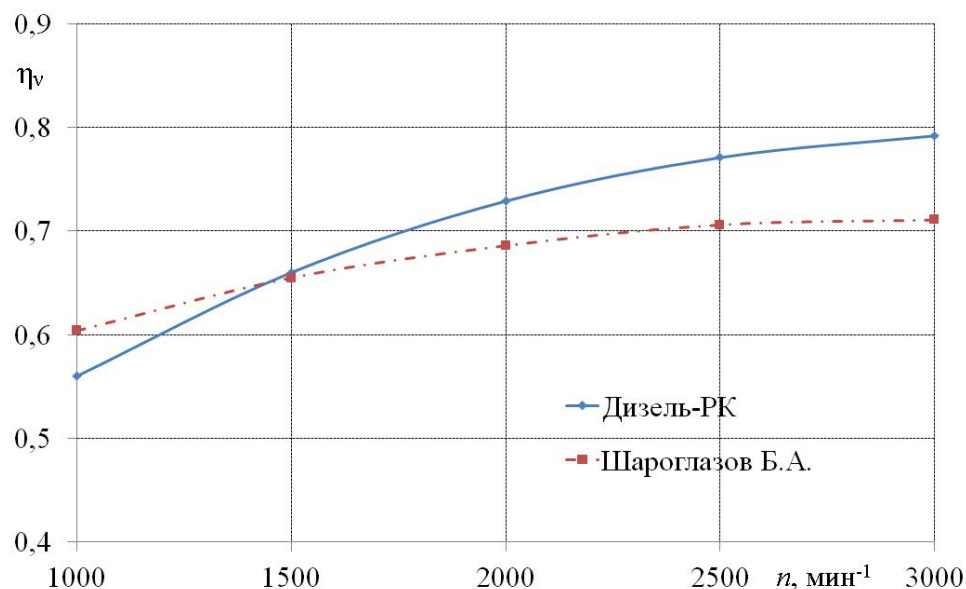


Рисунок П4.1 – Зависимость коэффициента наполнения η_v от частоты вращения коленвала n , полученные при расчете в Дизель-РК и методике [П19]

На рисунке П4.2 показаны зависимости коэффициента остаточных газов γ от частоты вращения коленчатого вала, полученные при разных подходах к расчету рабочего процесса двигателя.

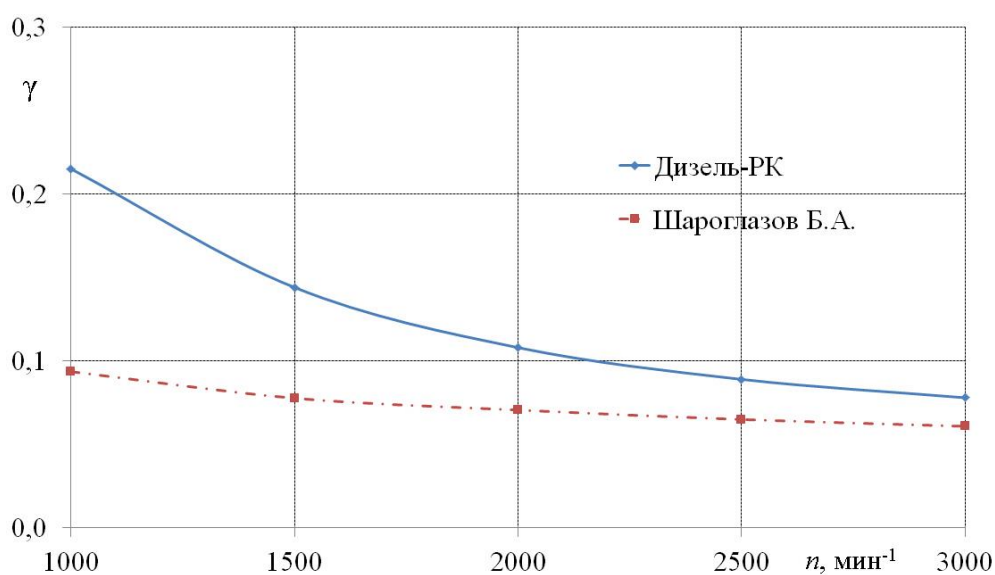


Рисунок П4.2 – Зависимость коэффициента остаточных газов γ от частоты вращения коленчатого вала n , полученные при расчете в Дизель-РК и методике [П19]

Из рисунка П4.2 видно, что в случае определения значений коэффициента остаточных газов при помощи моделирования и аналитических расчетов существуют более значительные отличия, величина которых достигает 35 %.

На рисунке П4.3 представлены зависимости эффективной мощности N_e от частоты вращения коленчатого вала. Из рисунка видно, что значения мощностей, получаемых при расчете по методике Б. А. Шароглазова, несколько выше по сравнению с расчетом в Дизель-РК, что характерно для всех частот вращения коленчатого вала. При этом отличия в значения мощностей не превышают 8 %.

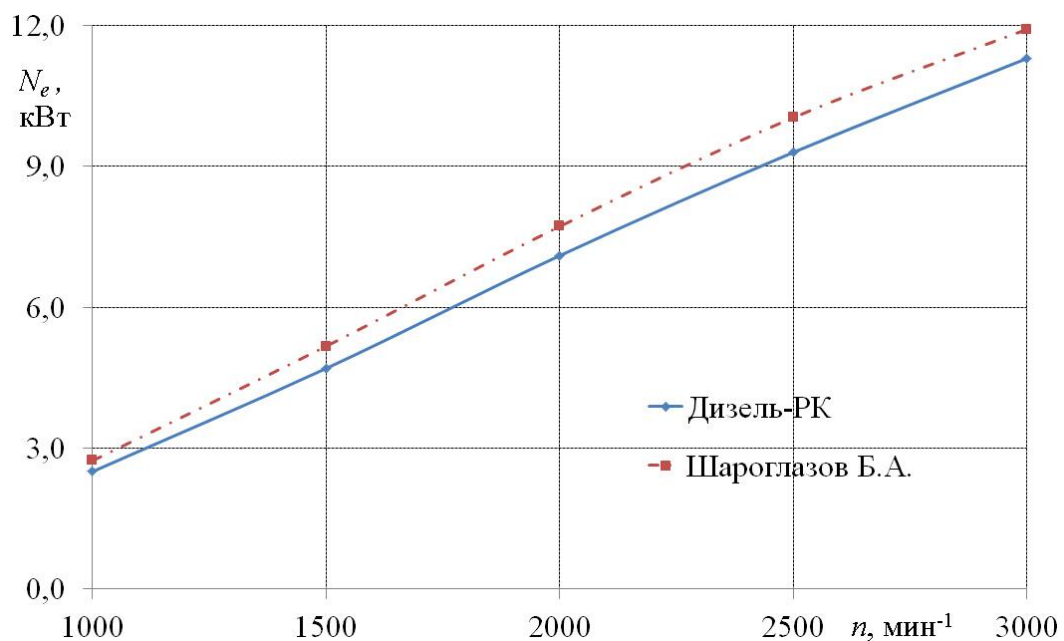


Рисунок П4.3 – Зависимость эффективной мощности N_e от частоты вращения коленчатого вала n , полученные при расчете в Дизель-РК и методике [П19]

Наконец, на рисунке П4.4 показаны зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения коленчатого вала, полученные с помощью моделирования и аналитического расчета. Из рисунка видно, что при низких частотах вращения коленчатого вала величины g_e , полученные по методике [П19] несколько превышают (в среднем на 12 %) значения расхода топлива, полученные моделированием в Дизель-РК. При высоких значениях частот n , наоборот, значения, полученные при аналитических расчетах несколько ниже (в среднем на 10 %), чем значения, полученные с помощью Дизель-РК.

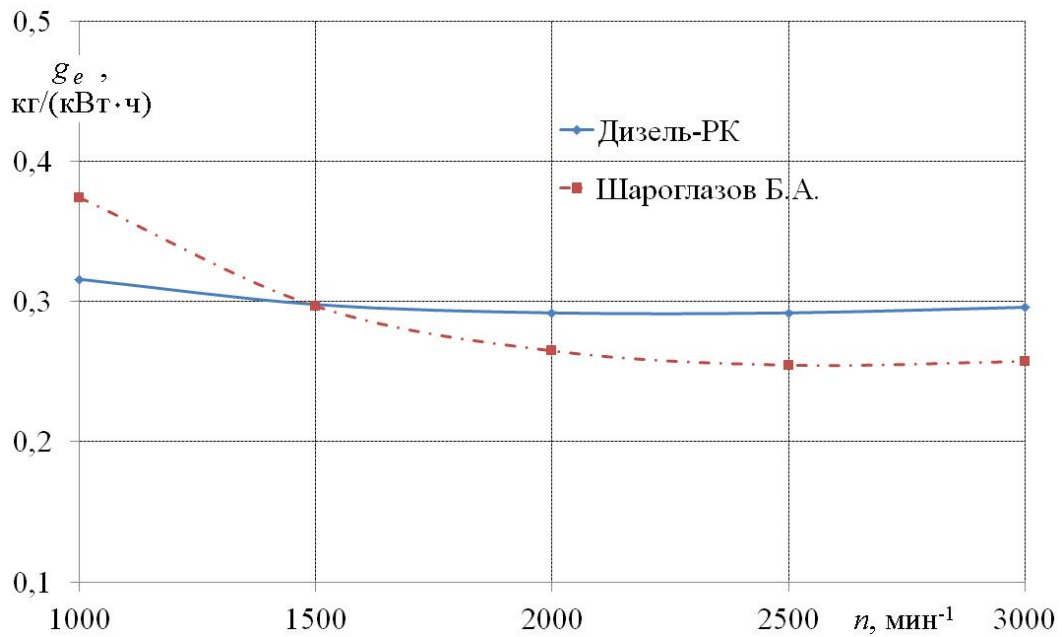


Рисунок П4.4 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e от n , полученные при расчете в Дизель-РК и методике [П19]

Таким образом, можно констатировать, что результаты моделирования в программном комплексе Дизель-РК и аналитического расчета рабочего процесса двигателя по методике, приведенной в учебнике Шароглазова Б. А. [П19], в целом, вполне совпадают по основным технико-экономическим показателям.

Далее проводилась аналитическая оценка основных показателей двигателя по методике, приведенной в учебнике [П19], на основе экспериментальных данных об улучшении показателей качества газообмена (увеличения коэффициента наполнения и снижения коэффициента остаточных газов) за счет поперечного профилирования впускных и выпускных трубопроводов в двигателе 2Ч 8,2/7,1.

Экспериментальные значения показателей качества газообмена, на которые происходит их улучшение, показаны в таблице П4.2.

Для того, чтобы получить необходимое улучшение коэффициента наполнения η_v на каждом режиме работы двигателя, производилось увеличение давления в конце впуска p_a до тех пор, пока η_v не увеличивался на необходимую величину.

**Улучшение показателей качества газообмена за счет поперечного профилирования впускных и выпускных каналов для двигателя 2Ч 8,2/7,1
(экспериментальные данные)**

$n, \text{мин}^{-1}$	Модернизация каналов за счет поперечного профилирования	
	Улучшение η_v , %	Улучшение γ , %
1000	+ 24,3	– 24,8
1500	+ 20,1	– 19,0
2000	+ 20,1	– 18,7
2500	+ 13,2	– 14,5
3000	+ 13,2	– 19,2

Результаты аналитических расчетов представлены на рисунках П4.5-П4.8.

В частности, на рисунке П4.5 представлены зависимости коэффициента наполнения η_v от частоты вращения коленчатого вала n для исходного двигателя (прототипа) и двигателя с профилированными газозвудными каналами. Данные зависимости полностью соответствуют экспериментальным данным, полученным в ходе лабораторных исследований двигателя с традиционными системами впуска и выпуска, а также с профилированными участками.

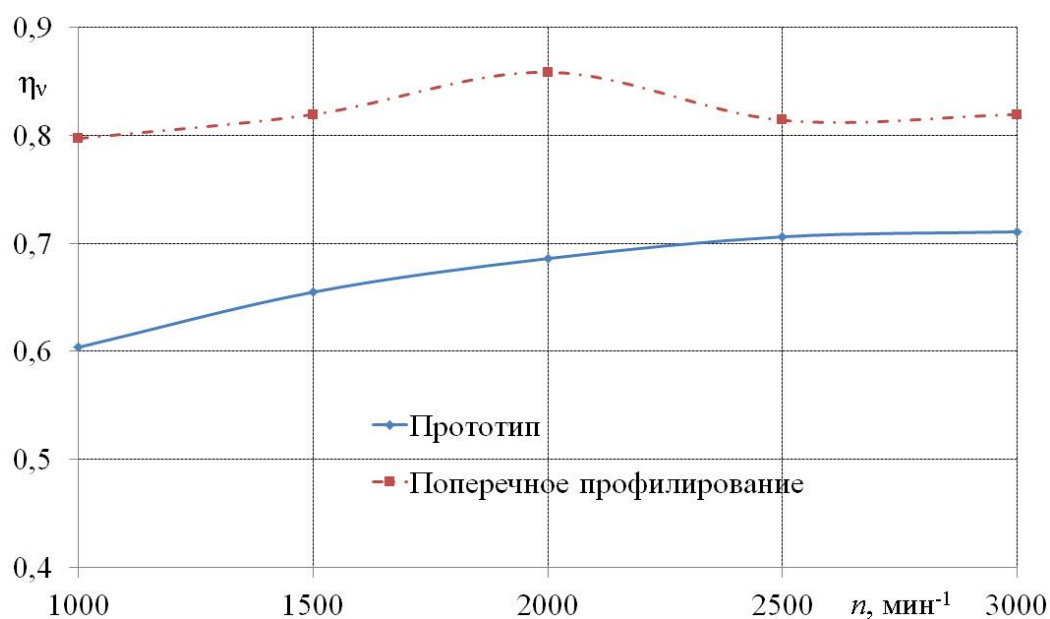


Рисунок П4.5 – Зависимость коэффициента наполнения η_v от частоты вращения коленчатого вала n для исходного двигателя (прототипа) и двигателя с профилированными газозвудными каналами

На рисунке П4.6 представлены зависимости коэффициента остаточных газов γ от частоты вращения коленчатого вала n для исходного двигателя (прототипа) и двигателя с профилированными газозвудными каналами. Полученные расчетным путем значения γ несколько отличаются от экспериментальных (в пределах 5 %), что связано с изменением давления p_a и коэффициента наполнения.

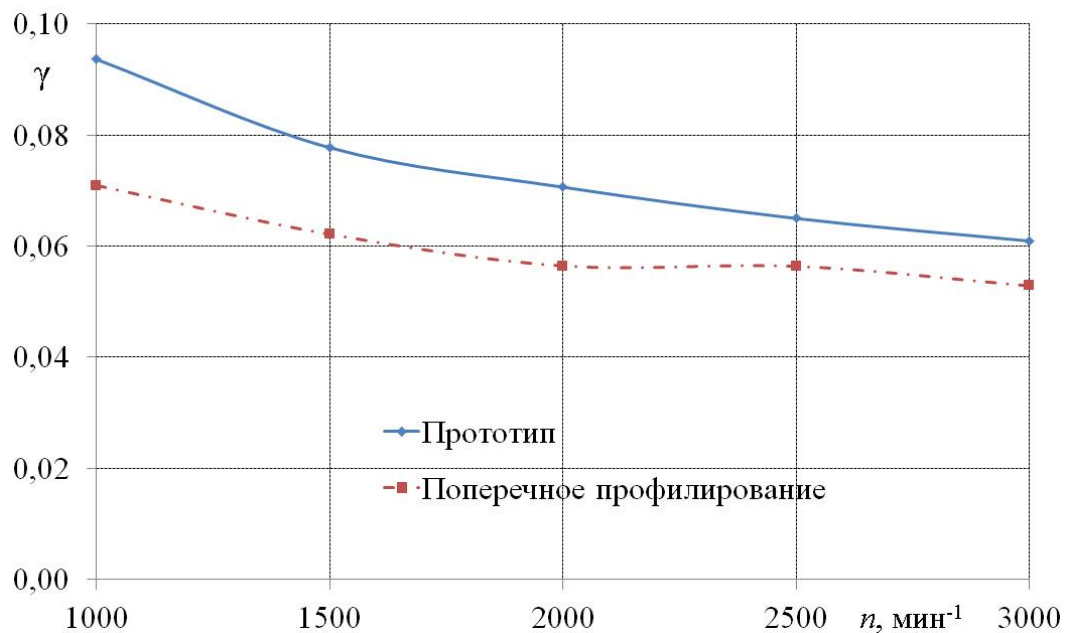


Рисунок П4.6 – Зависимость коэффициента остаточных газов γ от частоты вращения коленчатого вала n для исходного двигателя (прототипа) и двигателя с профилированными газозвудными каналами

Таким образом, после проведения теплового расчета бензинового двигателя с новыми значениями давления p_a , коэффициента наполнения и коэффициента остаточных газов, были получены зависимости (рисунок П4.7) эффективной мощности N_e от частоты вращения коленчатого вала n для исходного двигателя (прототипа) и двигателя с профилированными газозвудными каналами.

Из рисунка видно, что эффективная мощность двигателя при использовании газозвудных каналов с профилированными участками имеет более высокие значения (вплоть до 17 %) по сравнению с традиционными впускными и выпускными системами.

Это объясняется увеличением заполнения цилиндра свежим зарядом, лучшей его очисткой от отработавших газов, а соответственно, улучшением индикаторных и эффективных показателей двигателя, что в итоге приводит к росту мощности во всем рассматриваемом диапазоне работы двигателя.

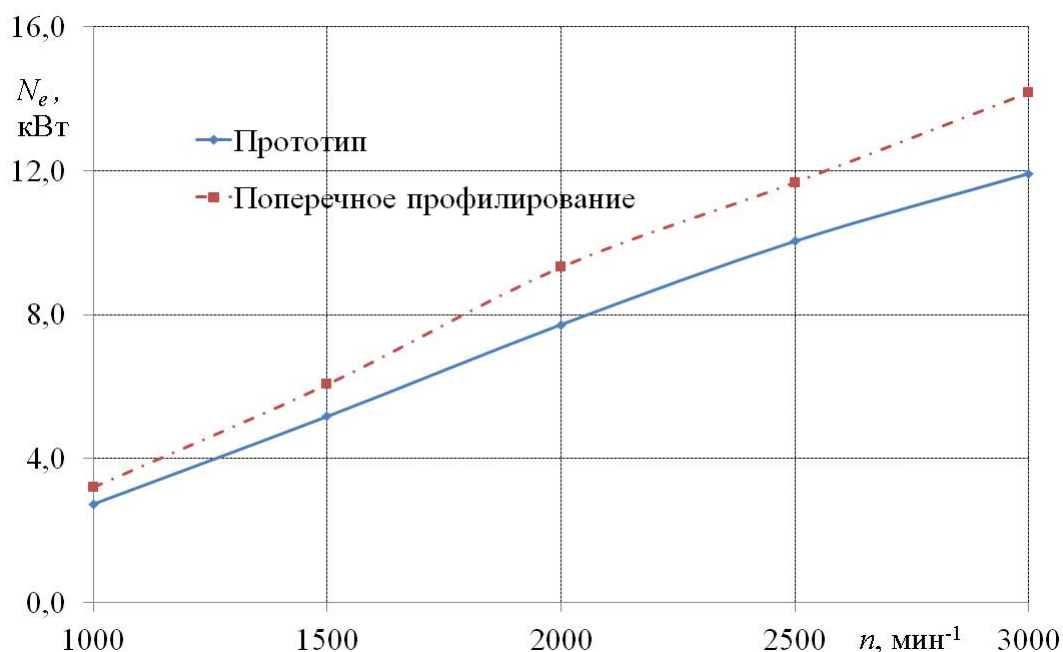


Рисунок П4.7 – Зависимость эффективной мощности N_e от частоты вращения коленчатого вала n для исходного двигателя (прототипа) и двигателя с профилированными газозвездными каналами

На рисунке П4.8 представлены аналитические зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e двигателя от частоты вращения коленчатого вала n для исходного двигателя (прототипа) и двигателя с профилированными газозвездными каналами.

Из рисунка П4.8 видно, что расход топлива в двигателе с профилированными газозвездными каналами снижается во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала на величину от 10 до 15 %.

Это объясняется тем, что увеличение давления p_a приводит к росту среднего индикаторного и, соответственно, среднего эффективного давлений, а соответственно, к увеличению индикаторного и эффективного КПД двигателя, что вызывает снижение удельного эффективного расхода топлива.

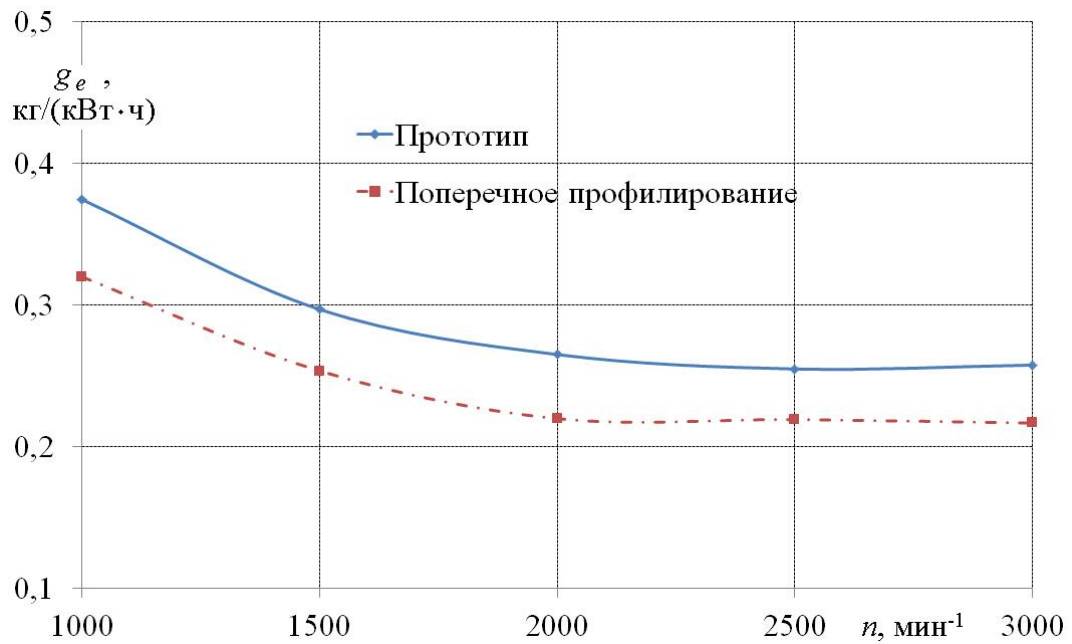


Рисунок П4.8 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e двигателя от частоты вращения коленчатого вала n для исходного двигателя (прототипа) и двигателя с профилированными газозвудными каналами

В таблице П4.3 сведены данные по результатам моделирования и расчетов рабочего процесса двигателя 2Ч 8,2/7,1 – после модернизации впускных и выпускных каналов.

Таким образом, на основании данных, полученных в ходе математического моделирования и аналитических расчетов рабочего процесса, можно констатировать, что за счет комплексной модернизации впускных и выпускных систем путем поперечного профилирования можно улучшить следующие показатели поршневого ДВС в зависимости от режима его работы:

- увеличение коэффициента наполнения на 4,0-24,2 %;
- снижение коэффициента остаточных газов на 9,7%-24,1 %;
- увеличение эффективной мощности на 3,5-17,0 %;
- снижение удельного эффективного расхода топлива на 0-15,0 %.

Отдельные результаты моделирования и расчетов рабочего процесса двигателя 2Ч 8,2/7,1 после модернизации впускных и выпускных каналов

	Прототип	Дизель-РК		Поперечное профилирование	
Показатели двигателя	Значение	Значение	Изменение, %	Значение	Изменение, %
			1000 мин ⁻¹		
Коэффициент наполнения η_v	0,560-0,604	0,633	+ 11,5	0,797	+ 24,2
Коэффициент остаточных газов γ	0,094-0,215	0,168	- 21,9	0,071	- 24,2
Эффективная мощность N_e , кВт	2,5-2,7	2,84	+ 12,0	3,2	+ 14,6
Удельный эффективный расход топлива g_e , кг/(кВт·ч)	0,316-0,374	0,315	- 0,410	0,320	- 14,6
			2000 мин ⁻¹		
Коэффициент наполнения η_v	0,686-0,729	0,759	+ 4,0	0,858	+ 20,1
Коэффициент остаточных газов γ	0,071-0,108	0,0976	- 9,68	0,056	- 20,1
Эффективная мощность N_e , кВт	7,1-7,7	7,33	+ 3,1	9,31	+ 17,1
Удельный эффективный расход топлива g_e , кг/(кВт·ч)	0,265-0,292	0,292	± 0	0,220	- 17,1
			3000 мин ⁻¹		
Коэффициент наполнения η_v	0,711-0,792	0,867	+ 8,65	0,819	+ 13,3
Коэффициент остаточных газов γ	0,061-0,078	0,0695	- 10,9	0,053	- 13,3
Эффективная мощность N_e , кВт	11,3-11,9	12,3	+ 8,13	14,2	+ 15,9
Удельный эффективный расход топлива g_e , кг/(кВт·ч)	0,257-0,296	0,298	+ 0,671	0,217	- 15,9

Список литературы

П.19. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В., Фарафонов М. Ф. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов. Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / под ред. Засл. Деят. Науки РФ Б. А. Шароглазова. Челябинск: ЮУрГУ, 2010. 382 с.

Справка о внедрении ПАО «Уралмашзавод»



ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
УРАЛЬСКИЙ ЗАВОД ТЯЖЕЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
П.п. Первый инсталлент, г. Екатеринбург, 620012
тел.: 343 336 65 81, факс: 343 336 60 40
mail@uralmash.ru www.uralmash.ru
ОКПО 00210571 / ОГРН 1020605629089 / ИНН 6603005795 / КПП 667301001

Ст 01.08.2016

№ 887 258/2016

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Плотникова Л. В.

«Повышение качества газообмена в поршневых ДВС путем совершенствования газодинамики и теплообмена потоков во впускных и выпускных каналах»

В диссертационной работе Плотникова Л. В., посвященной исследованию газодинамики и теплообмена потоков в газоздушных трактах поршневых двигателей, предложены конструктивные способы повышения качества газообмена с целью улучшения технико-экономических показателей ДВС различного назначения.

На основе экспериментальных исследований физических процессов во впускных и выпускных трубопроводах Плотников Л. В. разработал проектно-внедренческие решения по увеличению расхода свежего заряда, поступающего в цилиндр, и улучшению очистки цилиндра от отработавших газов за счет поперечного профилирования газоздушных трактов для поршневых ДВС без наддува (что приводит к повышению удельной мощности двигателя до 17 %). А также другие специальные конструктивные решения для впускных и выпускных систем двигателей с наддувом, позволяющие уменьшить различия в работе цилиндров многоцилиндрового ДВС, снизить уровень шума, а также повысить надежность и, соответственно, моторесурс двигателя в целом.

На основе, полученных автором, экспериментальных данных по локальной теплоотдаче были представлены эмпирические уравнения для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи для впускного и выпускного трубопроводов разной конфигурации для поршневых ДВС с наддувом и без него при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора, которые могут использоваться для уточнения и совершенствования инженерных методик расчета газоздушных трактов.

Отдельные результаты диссертационной работы Плотникова Л. В. планируется использовать при реализации проекта по доводке дизельных силовых установок для привода гидравлических экскаваторов ПАО «Уралмашзавод».

Начальник управления гидравлических экскаваторов
и импортозамещающих продуктов, д.т.н.



К.Ю.Алистратов

Справка о внедрении ОАО «Машиностроительный завод имени М.И.Калинина»

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Плотникова Л. В.
«Повышение качества газообмена в поршневых ДВС путем совершенствования
газодинамики и теплообмена потоков во впускных и выпускных каналах»

В диссертационной работе Плотникова Леонида Валерьевича исследуются газодинамика и теплообмен газовых потоков в газовоздушных трактах поршневых двигателей. В результате автором предлагается целый комплекс конструктивных мер по совершенствованию впускных и выпускных систем ДВС с целью улучшения их эксплуатационных характеристик (повышение мощности, снижение расхода топлива, уменьшение шумности и т.д.). Считаем, что они могут быть использованы на машиностроительных заводах при модернизации существующих модификаций поршневых двигателей.

В ходе экспериментальных исследований Плотниковым Л. В. также было изучено влияния дополнительных элементов во впускных и выпускных системах (компрессора и турбины турбокомпрессора, воздушного фильтра и глушителя шума) на газодинамические и тепломеханические характеристики газовых потоков в поршневом ДВС. Эти данные могут служить основой при доводке и совершенствовании систем впуска и выпуска.

Важно, что в диссертационной работе было проведено математическое моделирование рабочего процесса полноразмерных двигателей с усовершенствованными (на основе рекомендаций автора) газовоздушными системами и представлены численные значения технико-экономических параметров ДВС, которые могут быть достигнуты в ходе их модернизации.

Основные результаты диссертационной работы Плотникова Л. В. планируется использовать при совершенствовании систем и агрегатов двигателей внутреннего сгорания для гражданских машин, выпускаемых на ПАО «Машиностроительный завод имени М.И.Калинина».

Главный конструктор
ОКБ ПАО «Машиностроительный завод
имени М.И. Калинина»



В. П. Михалев

Справка о внедрении ООО «Уральский дизель-моторный завод»



**УРАЛЬСКИЙ
ДИЗЕЛЬ-
МОТОРНЫЙ
ЗАВОД**

Общество с ограниченной ответственностью
«Уральский дизель-моторный завод»
(ООО «УДМЗ»)
620037, г. Екатеринбург, ул. Фрунзенская, б/д, д. 18
Тел: 211-09-50, 211-09-50
Факс: (343) 511-09-61
E-mail: mail@udmz.ru

рек: 40702810614900000000
ОАО «СКБ-БАШКО», г. Екатеринбург,
ПРК 04657756
ИИН 33101810800000000725
ИНН 6605105167
КПП 667301301

№ 91-18/201от 17.08.2016г.

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Плотникова Л. В.
«Повышение качества газообмена в поршневых ДВС путем совершенствования
газодинамики и теплообмена потоков во впускных и выпускных каналах»

Диссертационная работа Плотникова Л. В. направлена на повышение качества процессов газообмена, в первую очередь, за счет газодинамического совершенствования конструкций впускных и выпускных систем в поршневых двигателях с наддувом и без него.

В диссертации представлены как фундаментальные результаты исследований в области теплофизики и теоретической теплотехники, так и прикладные в области двигателестроения в виде конструктивной проработки конкретных способов улучшения расходных характеристик через впускную и выпускную системы поршневых ДВС. Они позволяют увеличить коэффициент наполнения и/или уменьшить коэффициент остаточных газов, что в итоге приводит к росту эффективной мощности двигателя при незначительном увеличении удельного эффективного расхода топлива.

Отдельные разделы диссертации Плотникова Л. В. посвящены моделированию рабочего процесса дизеля 8ДМ-21 в программном комплексе ACTUS (ABB Turbo Systems) и эскизной проработке систем впуска и выпуска двигателя 6ДМ-21 с целью совершенствования процессов газообмена и повышения их технико-экономических показателей.

Прикладные результаты диссертационной работы Плотникова Л. В. планируется внедрить на ООО «Уральский дизель-моторный завод» при модернизации двигателей семейства ДМ-21 и при перспективном проектировании аналогичных двигателей.

Главный конструктор
ООО «Уральский дизель-моторный завод»



И. Л. Ночвин

Справка о внедрении Промышленная группа «Генерация»



ООО «Генерация инжиниринг»

Юридический адрес: 620039 г. Екатеринбург, Машиностроителей 31а
тел./факс (343) 385-10-60, тел. (343) 385-10-33 e-mail: ecd@generation.ru, <http://www.generation.ru>.

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Плотникова Л. В.
«Повышение качества газообмена в поршневых ДВС путем совершенствования
газодинамики и теплообмена потоков во впускных и выпускных каналах»

Диссертация Л. В. Плотникова посвящена исследованию физических процессов во впускных и выпускных системах поршневых двигателей в условиях газодинамической нестационарности. В работе описываются методики проведения опытов, лабораторные и промышленные стенды, приборно-измерительная аппаратура, основные результаты экспериментальных исследований и численного моделирования. Также автором предлагаются конкретные проектно-внедренческие решения по конструктивному совершенствованию впускных и выпускных систем поршневых двигателей, которые могут быть использованы в области двигателестроения.

Представленные автором в диссертационной работе экспериментальные данные, результаты численного моделирования, расчетные формулы и эскизные проработки модернизированных газоздушных систем расширяют базу знаний о теплофизических процессах при течении газовых потоков в условиях нестационарности, а также создают основу для разработки инженерных методов расчета впускных и выпускных систем двигателей внутреннего сгорания, что необходимо для доводки существующих и разработки новых конструкций поршневых ДВС.

Основные результаты диссертационной работы Плотникова Л. В. планируется использовать в Промышленной группе «Генерация» при разработке новых высокоэффективных дизельных приводов буровых насосов, буровых лебедок и дизельных электростанций.

Руководитель отдела перспективных проектов,
к.т.н., ООО «Генерация инжиниринг»



А.М. Козубский